VISIT…

LANZAROTE Caliente.COM

6П2.2-31.3
П-12

И. И. Павлов М. Н. Федоров

КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ



МОСКВА
СТРОЙИЗДАТ
1977

Рецензент канд. техн. наук *В. П. Витальев*

Павлов И. И. и Федоров М. Н.

П 12 Котельные установки и тепловые сети. Учебник для техникумов. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., Стройиздат, 1977.

301 с. с ил.

В первом разделе учебника «Котельные установки» рассмотрены процессы горения топлива, конструкции топок и котельных агрегатов, а также вспомогательное оборудование и компоновка котельной. Кратко изложены основы теплопередачи в котельном агрегате и дана характеристика образующегося в паровых котлах водяного пара. Во втором разделе «Тепловые сети» описаны потребители тепла и абонентские вводы, оборудование, устанавливаемое в тепловых пунктах, и конструкции основных элементов тепловой сети. Даны основы теплового и гидравлического расчета теплопроводов.

Учебник предназначен для учащихся техникумов, обучающихся по специальности «Санитарно-технические устройства зданий».

П $\frac{30210-267}{047(01)-77}$ **116—77** **6С9.4+6П2.22**

© Стройиздат, 1977

ПРЕДИСЛОВИЕ

В принятых XXV съездом КПСС «Основных направлениях развития народного хозяйства СССР на 1976—1980 гг.» предусмотрено дальнейшее расширение масштабов капитального строительства. За десятое пятилетие капиталовложения в народное хозяйство увеличатся на 24—26 процентов, дополнительно будут введены в эксплуатацию значительные объемы жилых, общественных и промышленных зданий и сооружений, в связи с чем соответственно повысится потребность в тепловой и электрической энергии.

В качестве главного направления в области энергетики намечено строительство тепловых электрических и атомных станций. Централизованное теплоснабжение от тепловых электрических станций является наиболее рациональным способом обеспечения тепловых потребителей. На тепловых и атомных станциях теплоноситель пар, предварительно использованный в турбинах для выработки электрической энергии, направляется частично для удовлетворения нужд тепловых потребителей и на подогрев воды, циркулирующей в тепловых сетях. Благодаря такой комбинированной выработке тепловой и электрической энергии достигается значительная экономия топлива. Однако при сравнительно небольших концентрациях тепловых нагрузок источником тепла могут быть районные, квартальные и даже местные котельные.

Выбор источника теплоснабжения, вида теплоносителя и его параметров, а также системы теплоснабжения в целом производится на основе технико-экономических расчетов с учетом капитальных расходов и эксплуатационных затрат.

Современные котельные установки и тепловые сети оснащены контрольно-измерительной аппаратурой, а также средствами автоматизации и дистанционного управления, что обеспечивает повышение экономичности систем теплоснабжения.

Изложенный в данном учебнике материал значительно переработан и дополнен: приведены новые конструкции котельных агрегатов, рассмотрены более совершенная методика расчета теплопотерь по укрупненным измерителям на отдельные тепловые нужды и упрощенный метод оценки потерь тепла трубопроводами при транспортировании, описаны конструкции тепловой изоляции трубопроводов, приведены современные схемы теплоцентралей от тепловой и атомной электростанций.

Приведенные в учебнике физические величины выражены в международной системе единиц (СИ).

Раздел первый (главы I—VIII) написан канд. техн. наук И. И. Павловым, раздел второй — канд. техн. наук М. Н. Федоровым.

Авторы выражают признательность рецензенту канд. техн. наук В. П. Витальеву за ценные замечания, сделанные при рецензировании учебника.

Раздел первый

Котельные установки

Глава I. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И ПОНЯТИЯ О КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

§ 1. ЭЛЕМЕНТЫ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Котельная установка представляет собой комплекс устройств, размещенных в специальных помещениях и служащих для преобразования химической энергии топлива в тепловую энергию пара или горячей воды. Основные элементы котельной установки—котел, топочное устройство (топка), питательные и тягодутьевые устройства.

Котел представляет собой теплообменное устройство, в котором тепло от горячих продуктов горения топлива передается воде. В результате этого в паровых котлах вода превращается в пар, а в водогрейных котлах нагревается до требуемой температуры.

Топочное устройство служит для сжигания топлива и превращения его химической энергии в тепло нагретых газов.

Питательные устройства (насосы, инжекторы) предназначены для подачи воды в котел.

Тягодутьевое устройство состоит из дутьевых вентиляторов, системы газовоздуховодов, дымососов и дымовой трубы, с помощью которых обеспечиваются подача необходимого количества воздуха в топку и движение продуктов сгорания по газоходам котла, а также удаление их в атмосферу. Продукты сгорания, перемещаясь по газоходам и соприкасаясь с поверхностью нагрева, передают тепло воде.

Для обеспечения более экономичной работы современные котельные установки имеют *вспомогательные элементы:* водяной экономайзер и воздухоподогреватель, служащие соответственно для подогрева воды и воздуха; устройства для подачи топлива и удаления золы, для очистки дымовых газов и питательной воды; приборы теплового контроля и средства автоматизации, обеспечивающие нормальную и бесперебойную работу всех звеньев котельной.

§ 2. КЛАССИФИКАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Котельные установки в зависимости от характера потребителей разделяются на энергетические, производственно-отопительные и отопительные. По виду вырабатываемого теплоносителя они делятся на паровые (для выработки пара) и водогрейные (для выработки горячей воды).

Энергетические котельные установки вырабатывают пар для паровых турбин на тепловых электростанциях. Такие котельные оборудуют, как правило, котлоагрегатами большой и средней мощности, которые вырабатывают пар повышенных параметров.

Производственно-отопительные котельные установки (обычно паровые) вырабатывают пар не только для производственных нужд, но и для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Отопительные котельные установки (в основном водогрейные, но они могут быть и паровыми) предназначены для обслуживания систем отопления производственных и жилых помещений.

В зависимости от масштаба теплоснабжения отопительные котельные разделяются на местные (индивидуальные), групповые и районные.

Местные котельные обычно оборудуют водогрейными котлами с нагревом воды до температуры не более 115°С или паровыми котлами с рабочим давлением до 70 кПа. Такие котельные предназначены для снабжения теплом одного или нескольких зданий.

Групповые котельные установки обеспечивают теплом группы зданий, жилые кварталы или небольшие микрорайоны. Такие котельные оборудуют как паровыми, так и водогрейными котлами, как правило, бóльшей теплопроизводительности, чем котлы для местных котельных. Эти котельные обычно размещают в специально сооруженных отдельных зданиях.

Районные отопительные котельные служат для теплоснабжения крупных жилых массивов: их оборудуют сравнительно мощными водогрейными или паровыми котлами.

В данном учебнике рассматриваются отопительные и производственно-отопительные котельные.

На рис. I.1 представлена схема *котельной установки с паровыми котлами*. Установка состоит из парового котла *4*, который имеет два барабана—верхний и нижний. Барабаны соединены между собой тремя пучками труб, образующих поверхность нагрева котла. При работе котла нижний барабан заполнен водой, верхний—в нижней части водой, а в верхней—насыщенным водяным паром. В нижней части котла расположена топка *2* с механической колосниковой решеткой для сжигания твердого топлива. При сжигании жидкого или газообразного топлива вместо решетки устанавливают форсунки или горелки, через которые топливо вместе с воздухом подается в топку. Котел ограничен кирпичными стенами—*обмуровкой.*

Рабочий процесс в котельной протекает следующим образом. Топливо из топливного склада подается транспортером в бункер, откуда оно поступает на колосниковую решетку топки, где сгорает. В результате горения топлива образуются *дымовые газы*—горячие продукты сгорания.

Дымовые газы из топки поступают в газоходы котла, образуемые обмуровкой и специальными перегородками, установленными в пучках труб. При движении газы омывают пучки труб котла и пароперегревателя *3*, проходят через экономайзер *5* и воздухоподогреватель *6*, где они также охлаждаются вследствие передачи тепла воде, поступающей в котел, и воз-

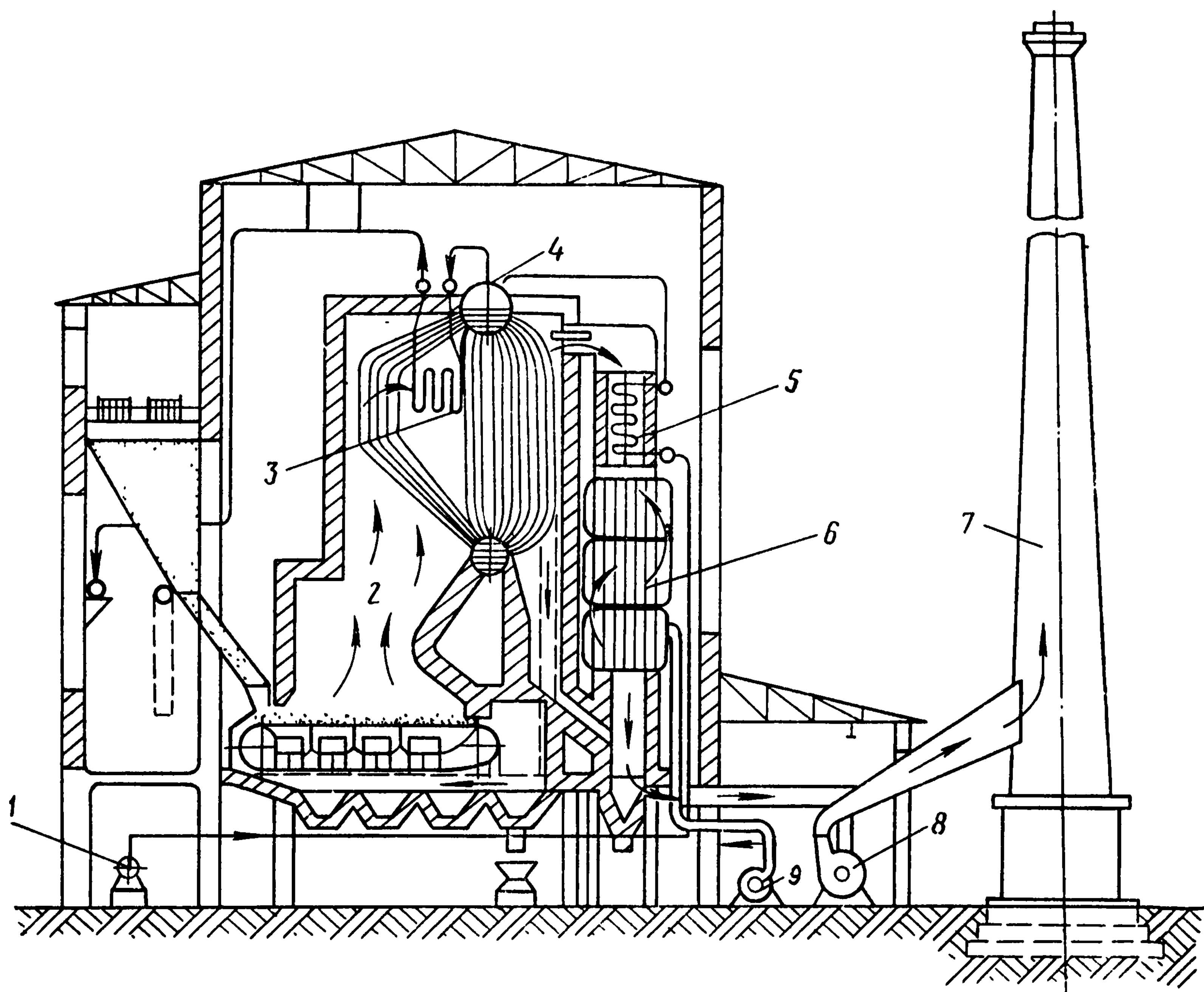


Рис. I.1. Схема паровой котельной установки

духу, подаваемому в топку. Затем значительно охлажденные дымовые газы при помощи дымососа *8* удаляются через дымовую трубу *7* в атмосферу. Дымовые газы от котла могут отводиться и без дымососа под действием естественной тяги, создаваемой дымовой трубой.

Вода из источника водоснабжения по питательному трубопроводу подается насосом *1* в водяной экономайзер, откуда после подогрева поступает в верхний барабан котла. Заполнение барабана котла водой контролируется по водоуказательному стеклу, установленному на барабане.

Из верхнего барабана котла вода по трубам опускается в нижний барабан, откуда по левому пучку труб она снова поднимается в верхний барабан. При этом вода испаряется, а образующийся пар собирается в верхней части верхнего барабана. Затем пар поступает в пароперегреватель *3*, где за счет тепла

дымовых газов он полностью подсушивается, и температура его повышается.

Из пароперегревателя пар поступает в главный паропровод и оттуда к потребителю, а после использования конденсируется и в виде горячей воды (конденсата) возвращается обратно в котельную.

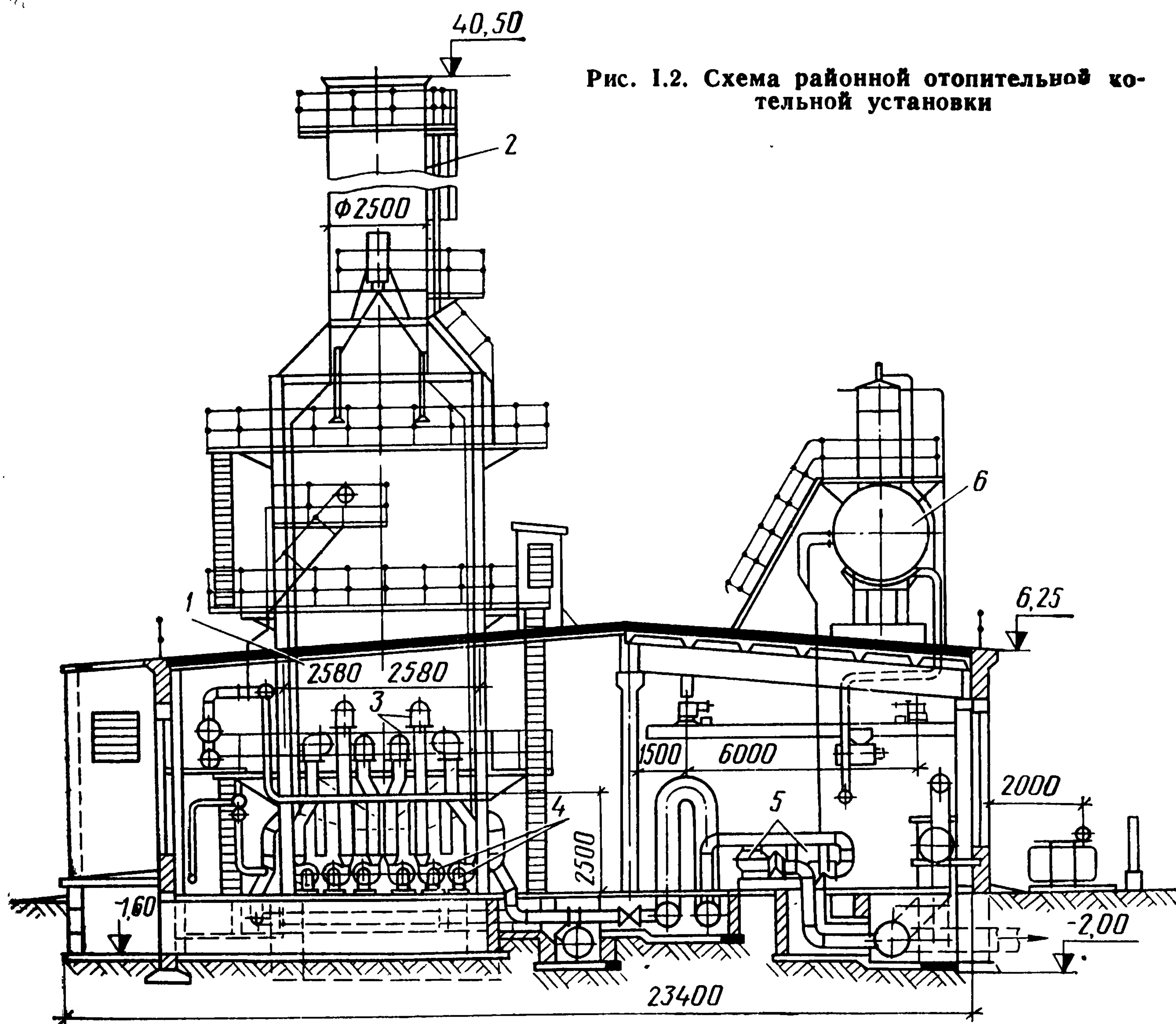


Рис. 1.2. Схема районной отопительной котельной установки

Потери конденсата у потребителя восполняются водой из водопровода или из других источников водоснабжения. Перед подачей в котел воду подвергают соответствующей обработке.

Воздух, необходимый для горения топлива, забирается, как правило, вверху помещения котельной и подается вентилятором *9* в воздухоподогреватель, где он подогревается и затем направляется в топку. В котельных небольшой мощности воздухоподогреватели обычно отсутствуют, и холодный воздух в топку подается или вентилятором, или за счет разрежения в топке, создаваемого дымовой трубой. Котельные установки оборудуют водоподготовительными устройствами (на схеме не показаны), контрольно-измерительными приборами и соответствующими средствами автоматизации, что обеспечивает их бесперебойную и надежную эксплуатацию.

Водогрейные котельные установки предназначены для получения горячей воды, используемой для отопления, горячего водоснабжения и других целей.

На рис. I.2 приведена схема районной отопительной котельной с водогрейными котлами *1* типа ПТВМ-50 теплопроизводительностью 58 МВт. Котлы могут работать на жидком и газообразном топливе, поэтому они оборудованы горелками и форсунками *3*.

Воздух, необходимый для горения, подается в топку дутьевыми вентиляторами *4*, приводимыми в действие электродвигателями. На каждом котле установлено 12 горелок и столько же вентиляторов.

Вода в котел подается насосами *5*, приводимыми в действие электродвигателями. Пройдя через поверхность нагрева, вода нагревается и поступает к потребителям, где отдает часть тепла и с пониженной температурой снова возвращается в котел. Дымовые газы из котла удаляются в атмосферу через трубу *2*.

Компоновка котельной полуоткрытого типа: нижняя часть котлов (примерно до высоты 6 м) расположена в здании, а верхняя их часть—на открытом воздухе. Внутри котельной размещаются дутьевые вентиляторы, насосы, а также щит управления. На перекрытии котельной установлен деаэратор *6* для удаления воздуха из воды.

Котельная установка с паровыми котлами (см. рис. I.1) имеет компоновку закрытого типа, когда все основное оборудование котельной размещено в здании.

Для обеспечения нормальной эксплуатации котельные с водогрейными котлами оборудуют необходимой арматурой, контрольно-измерительными приборами и средствами автоматизации.

Водогрейная котельная имеет один теплоноситель—воду в отличие от паровой котельной, у которой два теплоносителя—вода и пар. В связи с этим в паровой котельной необходимо иметь отдельные трубопроводы для пара и воды, а также баки для сбора конденсата. Однако это не значит, что схемы водогрейных котельных проще паровых. Водогрейная и паровая котельные по сложности устройства бывают различными в зависимости от вида используемого топлива, конструкции котлов, топок и т. п. В состав как паровой, так и водогрейной котельной установки обычно входят несколько котлоагрегатов, но не менее двух и не более четырех-пяти. Все они связываются между собой общими коммуникациями—трубопроводами, газопроводами и др.

Глава II. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ В КОТЕЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ

§ 3. УСТРОЙСТВО И ПРИНЦИП РАБОТЫ КОТЛОВ

Паровой или водогрейный котел представляет собой устройство в виде металлического сосуда, который обогревается продуктами сгорания топлива и служит для получения горячей воды или пара. Основным элементом котла является поверхность нагрева—поверхность металлических стенок, омываемых с одной стороны горячими газами, а с другой — водой. В современных котлах поверхность нагрева выполняется в виде труб, присоединенных к барабанам и коллекторам.

В зависимости от места расположения поверхность нагрева котла делится на радиационную и конвективную.

Радиационная поверхность нагрева воспринимает тепло от газов главным образом вследствие их лучеиспускания. Большая часть этой поверхности располагается в топке и называется экраном. В зависимости от места расположения в топке экраны разделяются на боковые (трубы размещены на боковых стенках топки), фронтовые (трубы находятся на передней стенке) и т. д.

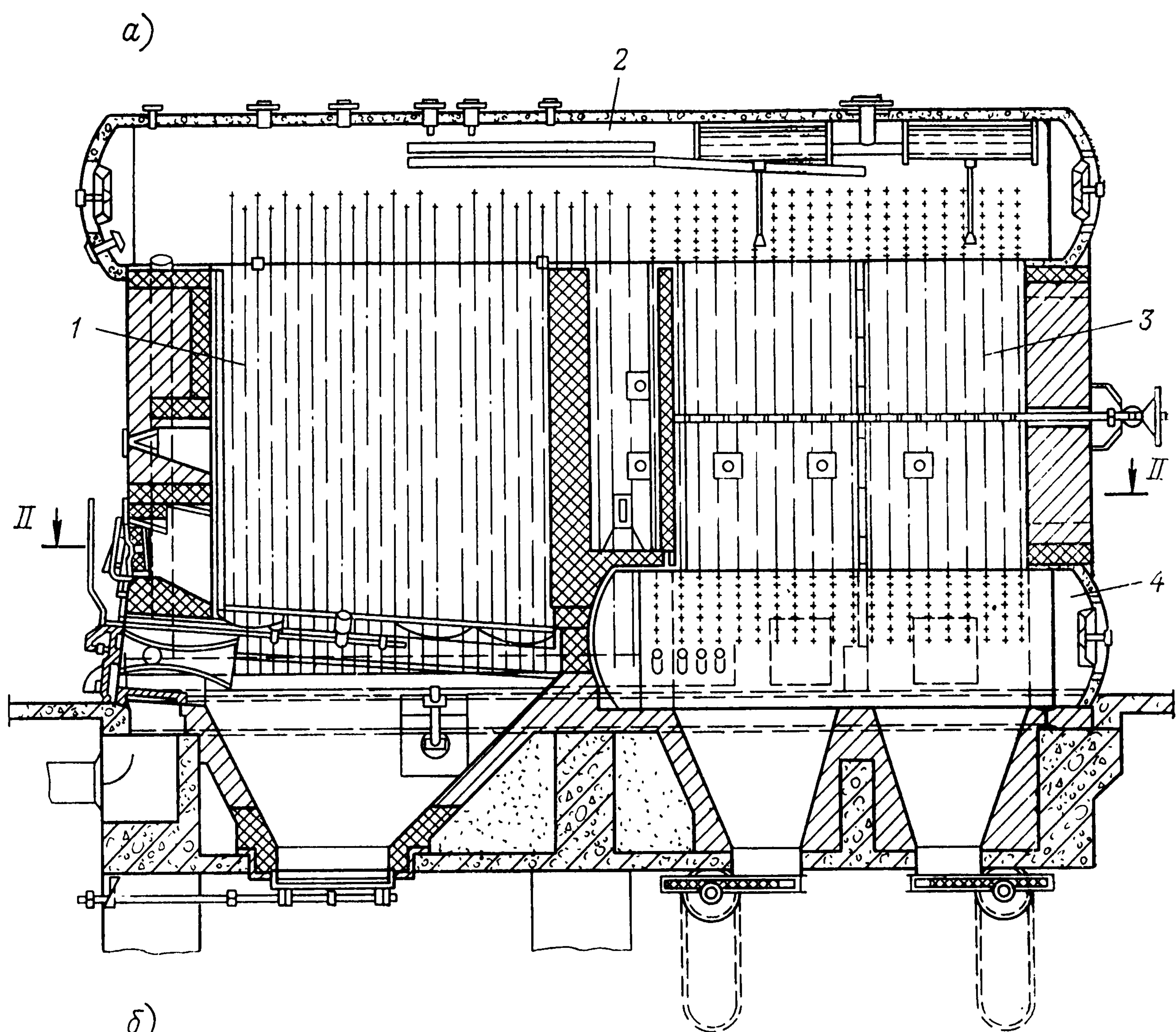
Конвективная поверхность нагрева воспринимает тепло от газов при соприкосновении (конвекции) с ними. Она располагается в газоходах котла, где передача тепла лучеиспусканием хотя и наблюдается, но не является главной и по величине значительно меньше передачи тепла конвекцией. Таким образом, полная площадь поверхности нагрева котла $H_к$, м², будет равна:

$$H_к = H_р + H_{конв}, \qquad (II.1)$$

где $H_р$ и $H_{конв}$ — соответственно площади радиационной и конвективной поверхностей нагрева котла, м².

Площадь поверхности нагрева котла определяется со стороны, омываемой газами. При работе парового котла нижняя часть его объема всегда заполнена водой, а верхняя часть—паром. Объем котла, занятый водой, называется *водяным пространством,* или *водяным объемом.* Та часть объема котла, которая при работе заполнена паром, называется *паровым пространством.* От водяного объема котла зависит устойчивость его работы, так как вода в котле выполняет роль аккумулятора тепла: запасает тепло в период уменьшения нагрузки и отдает его во время увеличения расхода пара. Поэтому котлы с большим водяным объемом почти не изменяют давления даже при значительных колебаниях расхода пара.

Паровое пространство необходимо для сбора и осушки пара, образующегося в котле. Чем больше паровое пространство котла, тем благоприятнее условия для удаления влаги из пара—осушки. Наличие влаги в нем оказывает отрицательное


а)
2
1
3
II
II
4

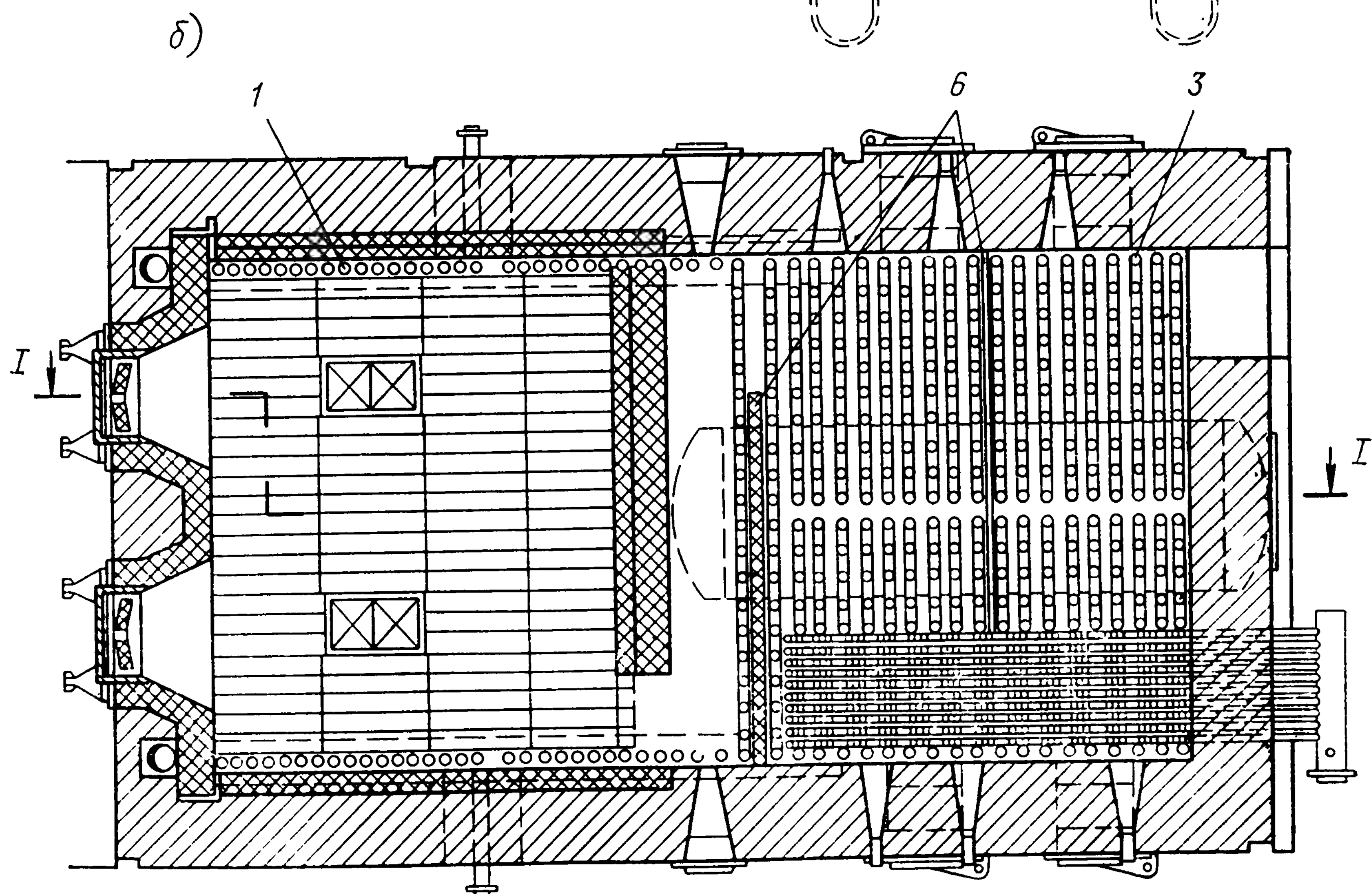
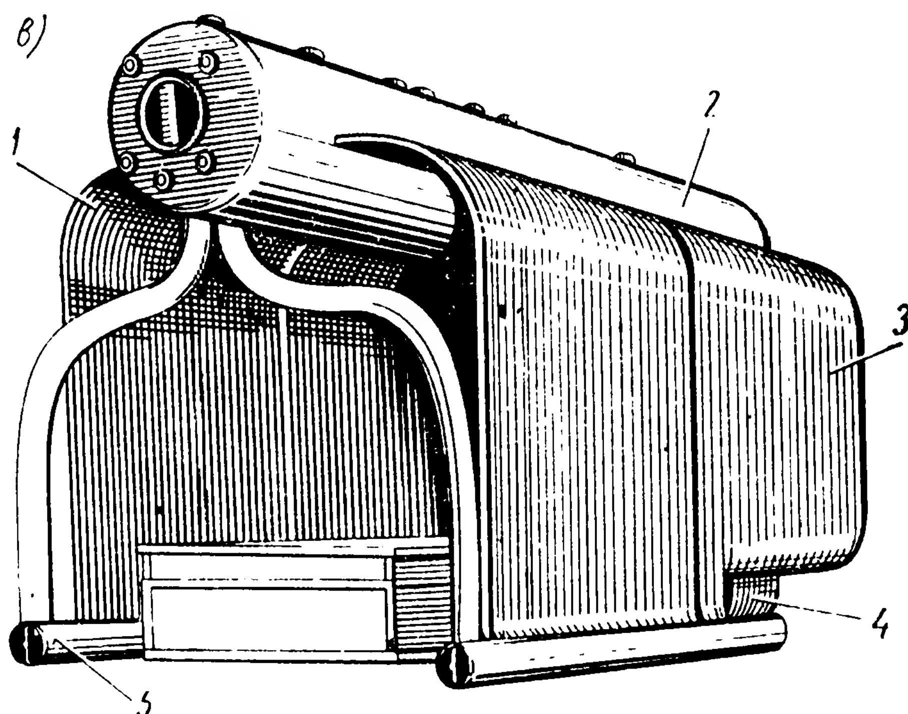

б)
1
6
3
I
I

Рис. II.1. Двухбарабанный паровой котел малой мощности

а и *б* — разрезы *I—I* и *II—II*; *в* — металлическая часть котла без обмуровки



влияние на работу большинства аппаратов, использующих пар. Для удаления влаги из пара в котле предусматривают сепарирующие устройства.

В процессе работы котла паровое и водяное пространства не являются постоянными и зависят от уровня воды в котле. Самый низкий уровень воды принимается из условий безопасной работы котла. Верхний уровень воды в котле не должен превышать уровня, при котором возможны резкое увеличение влажности образующегося пара или выброс котловой воды в паропровод. Расстояние между низшим и высшим уровнями воды (в зависимости от размеров котлов) в среднем составляет 50—100 мм.

Объем воды между указанными уровнями называется *питательным объемом,* который в процессе работы котла заполняется попеременно водой и паром. На этих уровнях устанавливают водоуказательные стекла и пароводопробные краны, с помощью которых можно также определить, находится ли уровень воды в котле в допустимых пределах.

Давление пара в котле контролируется манометрами, которые присоединяют с помощью сифонной изогнутой трубки к паровому пространству котла. Кроме того, на котле устанавливают предохранительный и обратный клапаны, вентили на питательном и паровом трубопроводах, а также на спускной линии, размещаемой в самой нижней части котла. Эта линия служит для продувки котла с целью удаления осевшей грязи (шлама) и выпуска воды при ремонте.

На рис. II. 1 представлена современная конструкция парового котла малой мощности. Котел имеет два барабана: верхний *2* и нижний *4,* которые соединены между собой пучком труб *3*, образующих конвективную поверхность котла. В передней части котла размещается топка для сжигания топлива. Боковые стенки ее покрыты трубами *1* — водяными экранами, образующими радиационную поверхность котла. Верхними конца-

ми экранные трубы завальцованы в верхнем барабане, а нижними — приварены к коллекторам 5.

В результате сжигания топлива в топке образуются дымовые газы высокой температуры. Эти газы проходят по газоходам котла, образуемым перегородками 6, омывают пучки труб, по которым движется (циркулирует) вода. В результате газы отдают воде часть своего тепла и охлаждаются, а вода нагревается и превращается в пар, собираемый в верхнем барабане котла. Воздух для горения подается в топку снизу через поддувало (зольник), где частично собираются зола и мелкие кусочки топлива, провалившиеся через решетку.

Несмотря на большие различия в устройстве, во всех котлах по существу протекают два одинаковых основных процесса: горение топлива с образованием газов высокой температуры (продуктов сгорания) и передача тепла от этих газов воде. В результате этого в паровых котлах вода нагревается и испаряется, превращаясь в пар. В водогрейных котлах, в отличие от паровых, вода лишь нагревается до требуемой температуры и испарения не происходит.

Работу паровых котлов характеризуют следующие показатели:

1) паропроизводительность (мощность) котла D — количество вырабатываемого пара в кг или т в 1 с или 1 ч;

2) паронапряжение поверхности нагрева $D/H_к$ — количество пара, кг, получаемого с 1 м^2 поверхности нагрева за 1 ч. Эта величина является важной характеристикой, отражающей интенсивность паросъема в котле;

3) параметры получаемого пара — давление P и температура t;

4) коэффициент полезного действия котла $\eta_к$ — отношение количества тепла, расходуемого на образование пара (полезное тепло), ко всему затраченному теплу, вносимому в топку с топливом; следовательно, коэффициент $\eta_к$ характеризует степень использования теплоты сгорания топлива в котле.

Работа водогрейных котлов характеризуется теплопроизводительностью Q — количеством вырабатываемого тепла в единицу времени, Вт, а также тепловым напряжением поверхности нагрева котла $Q/H_к$, температурой нагрева воды и коэффициентом полезного действия. Тепловое напряжение поверхности нагрева (или удельная тепловая нагрузка), Вт/м^2, выражает количество тепла, передаваемого воде за единицу времени через 1 м^2 поверхности нагрева.

Коэффициенты полезного действия как парового, так и водогрейного котлов выражаются в долях единицы или в процентах.

§ 4. ПОНЯТИЕ О ЦИРКУЛЯЦИИ ВОДЫ В КОТЛЕ

Для надежной и безопасной работы котла важное значение имеет *циркуляция воды* в нем — непрерывное движение ее в

пароводяной смеси по некоторому замкнутому контуру. В результате этого обеспечивается интенсивный отвод тепла от поверхности нагрева и устраняются местные застои пара и газа, что предохраняет поверхность нагрева от недопустимого перегрева и коррозии и предотвращает аварию котла. Циркуляция в котлах может быть естественной вследствие разности плотностей воды и пароводяной смеси и принудительной (искусственной), создаваемой с помощью насосов.

В современных конструкциях котлов поверхность нагрева выполняется из отдельных пучков труб, подсоединенных к барабанам и коллекторам, которые образуют достаточно сложную систему замкнутых циркуляционных контуров.

На рис. II.2 показана упрощенная схема циркуляции воды в котле. Замкнутый циркуляционный контур состоит из барабана и коллектора, соединенных между собой подъемной *1* и опускной *2* трубами. При подводе тепла к подъемной трубе вода в ней частично испаряется и образуется пароводяная смесь, плотность которой значительно меньше плотности воды в необогреваемой опускной трубе. В результате этого в замкнутом контуре создается напор, благодаря которому вода и пароводяная смесь приходят в движение: вода движется вниз к коллектору, а смесь — вверх в барабан, где пар отделяется от воды. Такой же процесс наблюдается и в тех случаях, когда опускные трубы обогреваются, но менее интенсивно, чем подъемные.

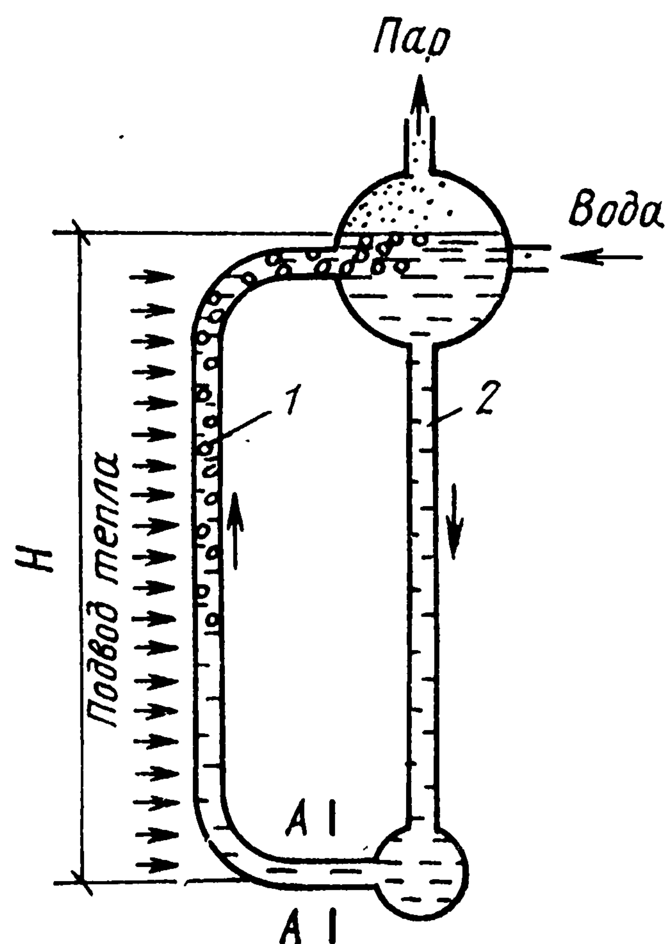


Рис. II.2. Схема естественной циркуляции воды в котле

В паровых котлах циркуляционный контур состоит не из одной опускной и подъемной трубы (см. рис. II. 2), а из ряда параллельно включенных обогреваемых и необогреваемых (или слабо обогреваемых) труб, соединенных с барабаном и коллектором. При естественной циркуляции в результате разности плотностей воды и пароводяной смеси в различных участках циркуляционного контура создается движущий напор $p_{дв}$, который расходуется на создание скорости и преодоление всех сопротивлений в контуре при движении воды и пара. Движущий напор может быть вычислен по формуле:

$$p_{дв} = Hg\,(\rho_в - \rho_{см}), \qquad (II.2)$$

где H — высота паросодержащего участка подъемной трубы контура, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_в$ и $\rho_{см}$ — плотность воды и пароводяной смеси, кг/м³.

Обычно количество пара, образующегося в подъемных трубах, меньше, чем количество циркулирующей воды. Отношение

массы воды, поступившей в циркуляционный контур, к массе пара, образовавшегося в нем за этот же промежуток времени, называется *кратностью циркуляции*. Кратность естественной циркуляции всегда больше единицы и колеблется от 8 до 50. Скорость входа воды в подъемные трубы (сечение *А* — *А* на рис. II. 2) называется *скоростью циркуляции*. В водогрейных котлах, а также в некоторых конструкциях паровых котлов циркуляция создается насосом (принудительная циркуляция), обеспечивающим перемещение воды и пароводяной смеси, а также преодоление гидравлических сопротивлений в циркуляционном контуре.

§ 5. ВОДЯНОЙ ПАР

Водяной пар получил широкое распространение как рабочая среда в паросиловых установках, а также в качестве теплоносителя различных теплообменных аппаратов. В промышленных условиях водяной пар вырабатывается в паровых котлах при постоянном давлении (величина этого давления колеблется от 0,1 до 30 МПа).

Водяной пар разделяется на сухой насыщенный, влажный и перегретый. Для уяснения этих понятий рассмотрим процесс образования пара из воды в цилиндре с подвижным поршнем. Допустим, что в цилиндре находится 1 кг воды при давлении p и температуре 0°С; удельный объем ее в этих условиях равен 0,001 м^3/кг. Сохраняя это давление постоянным, будем нагревать цилиндр, сообщая тепло воде. При этом удельный объем воды будет возрастать, а температура повышаться до температуры кипения. Начиная с этого момента вода (при постоянном давлении и температуре) будет превращаться в пар: по мере подвода тепла масса воды будет уменьшаться, а масса пара увеличиваться.

Процесс превращения воды в пар называется *процессом парообразования*. В некоторый момент в результате парообразования в цилиндре вся вода (до последней капли) превратится в пар, который принято называть *сухим насыщенным*. При наличии жидкости в цилиндре образующийся пар называется *влажным насыщенным*, или просто влажным паром. Этот пар представляет собой смесь сухого насыщенного пара и взвешенных мельчайших капелек воды при температуре ее кипения. Важной характеристикой такого пара является *степень сухости* X — доля сухого насыщенного пара во влажном паре. Величина $1-X$ выражает *степень влажности пара* и представляет собой отношение массы влаги в паре к общей массе влажного пара.

Удельный объем влажного пара V_x, м^3/кг, равен:

$$V_x = V''X + V'(1-X), \qquad \text{(II.3)}$$

где V'' и V' — удельный объем соответственно сухого насыщенного пара и кипящей воды, м^3/кг.

На практике обычно объемом воды в паре $V'(1—X)$ пренебрегают и формула (II. 3) принимает вид

$$V_x \approx V'' X. \tag{II.4}$$

При дальнейшем подогреве цилиндра сухой насыщенный пар, получая тепло, превращается в *перегретый*. Перегретым называется такой пар, у которого температура и удельный объем выше температуры и удельного объема сухого насыщенного пара при том же давлении.

Таким образом, получение перегретого пара состоит из трех последовательных процессов: а) подогрев воды до температуры кипения; б) парообразование; в) перегрев сухого насыщенного пара. Эти три процесса наблюдаются и в паровом котле: подогрев воды происходит в экономайзере и котле, парообразование — в котле, пароперегрев — в специальном змеевиковом теплообменнике — пароперегревателе.

Количество тепла, затрачиваемое на образование перегретого пара, складывается из теплоты жидкости, теплоты парообразования и теплоты перегрева. *Теплота жидкости* — количество тепла, затраченное на нагрев 1 кг воды от 0°С до температуры кипения.

Количество тепла, необходимое для перевода 1 кг жидкости, нагретой до температуры кипения, в сухой насыщенный пар при постоянном давлении, называется *теплотой парообразования*. Таким образом, полное теплосодержание (энтальпия) сухого насыщенного пара i'', кДж/кг, отсчитанное от температуры 0° С, выражается формулой

$$i'' = i' + r, \tag{II.5}$$

где i' и r — соответственно теплота жидкости и парообразования, кДж/кг.

Энтальпия влажного пара i_x, кДж/кг, при тех же условиях будет несколько меньше в зависимости от степени его сухости X:

$$i_x = i' + rX. \tag{II.6}$$

Энтальпия перегретого пара i, кДж/кг, больше энтальпии сухого насыщенного пара на величину, равную теплоте перегрева:

$$i = i' + r + q_п = i' + r + c_р (t - t_н), \tag{II.7}$$

где $q_п = c_р(t - t_н)$ — теплота перегрева — количество тепла, затрачиваемое на нагрев 1 кг сухого насыщенного пара при постоянном давлении от температуры насыщения (кипения) до температуры перегретого пара, кДж/кг; $c_р$ — средняя теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении, кДж/(кг·°С); t и $t_н$ — температура соответственно перегретого и насыщенного пара (или кипения воды), °С.

Параметрами, характеризующими состояние пара, кроме энтальпии являются: давление, температура, удельный объем и эн-

тропия. Аналитические связи между ними достаточно сложны, поэтому в большинстве случаев при расчетах, связанных с водяным паром, пользуются таблицами и диаграммой $I—S$.

В табл. II.1 приведены некоторые данные сухого насыщенного пара и воды. Для определения состояния перегретого пара должны быть известны два параметра: давление и температура пара.

Таблица II.1. **Параметры сухого и насыщенного пара и воды**

Давление, кПа	Температура насыщения, °С	Удельный объем, м³/кг		Теплота парообразования, кДж/кг	Энтальпия, кДж/кг	
		воды	насыщенного пара		воды	пара
1	6,92	0,0010001	129,9	2484	29,32	2513
5	32,88	0,0010053	28,19	2423	137,88	2561
10	45,84	0,0010103	14,68	2392	191,9	2584
100	99,64	0,0010432	1,694	2258	417,4	2675
800	170,42	0,0011149	0,2403	2048	720,9	2769
1 000	179,88	0,0011273	0,1946	2015	762,7	2778
1 200	187,95	0,0011385	0,1633	1987	798,3	2785
1 300	191,60	0,0011438	0,1512	1973	814,5	2787
1 400	195,04	0,0011490	0,1408	1960	830,0	2790
2 000	212,37	0,001766	0,09958	1891	908,5	2799
2 400	221,77	0,0011932	0,08324	1850	951,8	2802
10 000	310,96	0,0014521	0,01803	1317	1407,7	2725

§ 6. ТЕПЛООБМЕН В КОТЕЛЬНОМ АГРЕГАТЕ

Виды теплообмена

Между телами с различными температурами возникает процесс теплообмена, при котором тепло от более нагретых тел переходит к менее нагретым. Интенсивность теплообмена зависит от многих факторов и в первую очередь от разности температур: чем больше разность температур, тем интенсивнее протекает процесс передачи тепла.

Переход тепла от одного тела к другому осуществляется тремя способами: теплопроводностью (кондукцией), конвекцией и лучеиспусканием. Количество тепла, проходящее через какую-либо поверхность за единицу времени, называется *тепловым потоком* Q и измеряется в Ваттах.

Тепловой поток, приходящийся на единицу площади поверхности, называется *плотностью теплового потока,* или удельным тепловым потоком q, выражаемым в Вт/м².

Теплопроводность. Процесс передачи тепла внутри тела, обусловленный движением микрочастиц — молекул, атомов и свободных электронов, называется теплопроводностью. Обмен энергией между движущимися частицами происходит в результате их сталкивания. В более нагретой части тела молекулы обладают большей энергией; сталкиваясь с соседними частицами,

которых меньше, они передают им часть своей энергии. Различные тела обладают не одинаковой теплопроводностью: жидкости и особенно газы имеют незначительную теплопроводность, поэтому они являются плохими проводниками тепла; наибольшей теплопроводностью обладают металлы. Тела с малой теплопроводностью называются *теплоизоляционными материалами.*

Количество тепла Q, Вт, передаваемое теплопроводностью через тело (плоскую стенку) за единицу времени, определяется по формуле

$$Q = \frac{\lambda}{\delta}(t_1 - t_2)F, \qquad \text{(II.8)}$$

где λ — теплопроводность тела, Вт/(м·°С) — это количество тепла, проходящее за единицу времени через стенку площадью 1 м^2 и толщиной 1 м при разности температур на внешних поверхностях стенки 1°; δ — толщина стенки, м; t_1 и t_2 — температуры на поверхностях стенки, °С; F — площадь поверхности, м^2.

Теплопроводность зависит от природы тела, его температуры, плотности, структуры и влажности (табл. II. 2).

Таблица II.2. **Значения теплопроводности λ некоторых материалов**

Материал	Температура, °С	λ, Вт/(м·°С)	Материал	Температура, °С	λ, Вт/(м·°С)
Алюминий	0	384	Опилки древесные	20	0,07
Асбест листовой	30	0,12	Песок:		
Асфальт	20	0,7	влажный	20	1,13
Войлок шерстяной	30	0,06	сухой	20	0,33
Бетон	20	1,28	Пробковая пластина	30	0,042
Глина огнеупорная	450	1,04	Резина	0	0,016
Гравий	20	0,36	Серебро	0	460
Картон гофрированный	—	0,066	Слюда	—	0,58
Кирпич глиняный обыкновенный	20	0,29	Сталь	20	45,5
			Стекло	20	0,75
Линолеум	20	0,19	Стеклянная вата	0	0,037
Мел	50	0,93	Торфоплиты	50	0,064
Мрамор	90	0,13	Фибра (пластина)	20	0,049
Накипь котельная	65	1,5—3,1	Цинк	20	116
			Шлаковая вата	100	0,07

Конвекция. Если в сосуд налить жидкость и начать подогревать ее снизу, то нагретые нижние слои, как наиболее легкие, будут подниматься вверх, уступая место более тяжелым верхним слоям. При этом происходит перемешивание холодных и нагретых частиц жидкости, движение жидкости в сосуде и распространение тепла. Такой способ передачи тепла называется *конвекцией.*

Конвекция подразделяется на свободную и вынужденную. Если движение среды обусловлено разностью ее плотностей

...гральная
Городская библиотека
г. Владимир

вследствие неравномерности обогрева, то конвекция называется *свободной* (естественной). *Вынужденная* (искусственная) конвекция создается принудительно с помощью нагнетателей (насоса, вентилятора и компрессора). При конвекции тепло передается не только в результате перемещения массы жидкости (макрообъемов), но и частично вследствие обмена энергией между мельчайшими ее частицами, т. е. теплопроводностью. Этот совместный процесс передачи тепла конвекцией и теплопроводностью принято называть *конвективным теплообменом*. Конвективный теплообмен между поверхностью твердого тела и омывающими ее жидкостью или газом называется *теплоотдачей-соприкосновением, или просто теплоотдачей*. Теплоотдача является сложным процессом теплообмена и описывается уравнением

$$Q = \alpha (t - t_{ст}) F, \qquad (II.9)$$

где Q — количество передаваемого тепла (тепловой поток), Вт; α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2·°С); t — температура среды, омывающей стенку, °С; $t_{ст}$ — температура поверхности стенки тела, °С; F — площадь поверхности стенки, м^2.

Коэффициент теплоотдачи α зависит от многих факторов: скорости движения жидкости (чем больше скорость, тем больше α), состояния и природы жидкости (температуры, плотности, вязкости), а также формы и размеров поверхности и т. д.

Ориентировочно принимают следующие значения коэффициента α, Вт/ (м^2·°С):

для газов	6—116
» водяного пара в пароперегревателях	116—2326
» воды	232—11 630
» кипящей воды	581—52 335
» конденсирующегося водяного пара	4652—17 445

Коэффициенты теплоотдачи в каждом конкретном случае определяют по эмпирическим формулам.

При турбулентном движении воды вдоль поверхности коэффициент теплоотдачи α, Вт/(м^2·°С), между стенкой и водой может быть определен по формуле

$$\alpha = (1630 + 21t - 0{,}04t^2) \frac{w^{0,8}}{d_{экв}^{0,2}}, \qquad (II.10)$$

где t — температура воды, °С; w — скорость движения воды, м/с; $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр, м.

При турбулентном движении воды поперек пучка труб коэффициент теплоотдачи может быть вычислен по уравнению

$$\alpha = (1163 + 17t - 0{,}05t^2) \frac{w^{0,64}}{d_{экв}^{0,36}} \qquad (II.11)$$

Как показывает опыт, процесс теплоотдачи резко интенсифицируется при изменении агрегатного состояния жидкости — кипении воды или конденсации пара.

Коэффициент теплоотдачи при кипении воды (при $p=0{,}02$—10 МПа) можно определить по формуле

$$\alpha = 0{,}03\Delta t^{2,33}\, p^{0,58}, \qquad (II.12)$$

где $\Delta t = t_{ст} - t_{н}$ — температурный напор, °C; $t_{ст}$ — температура стенки, °C; $t_{н}$ — температура кипения жидкости, °C; p — давление, Па.

При конденсации пара на вертикальных поверхностях, смачиваемых конденсатом, коэффициент теплоотдачи может быть определен по формуле

$$\alpha = (6630 + 65t - 0{,}1t^2)(H\Delta t)^{-0,25}, \qquad (II.13)$$

где t — температура пленки конденсата, °C; H — высота стекания пленки конденсата, м; $\Delta t = t_{н} - t_{ст}$ — разность температур пара и стенки, °C.

Для горизонтального пучка труб при движении пара снаружи в правую часть уравнения (II. 13) вводят множитель 0,77, а вместо высоты H подставляют nd (где n — число рядов трубок по вертикали; d — наружный диаметр трубок, м).

Тепловое излучение. Передача тепла излучением имеет важное значение в технике, особенно при высоких температурах теплоносителей. Теплообмен такого вида наблюдается в паровых котлах, печах, сушильных устройствах и т. д.

Лучистая энергия возникает за счет энергии других видов и главным образом тепловой как результат сложных внутриатомных процессов. Лучистая энергия возникает при электромагнитных колебаниях с различными длинами волн. Решающую роль при переносе тепла имеют лучи с длинами волн 0,76—353 мкм, которые принято называть тепловыми. Особенность этих лучей заключается в том, что при попадании на тело и поглощении им они превращают свою энергию в тепло.

Лучи, падающие на тело, в зависимости от его природы могут частично поглощаться, частично проходить сквозь тело и частично отражаться. Тело, способное полностью поглощать падающие на него лучи и обладающее максимальной способностью к излучению, называется *абсолютно черным*. Таких тел в природе не существует. Близкими к абсолютно черному телу являются черное сукно, поглощающее 98% всей падающей энергии, черный бархат — 98,5% и др. Все окружающие нас тела поглощают и излучают меньше лучистой энергии, чем абсолютно черное тело, и частично отражают и пропускают ее. Такие тела называются *«серыми»*.

Количество энергии, излучаемой абсолютно черным телом, определяется уравнением по закону Стефана — Больцмана

$$E_0 = c_0\left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (II.14)$$

2*

где E_0 — излучательная способность абсолютно черного тела, выражающаяся количеством энергии, излучаемой с единицы площади поверхности за единицу времени, Вт/м²; c_0 — коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴), равный для абсолютно черного тела 5,7; T — абсолютная температура тела, К.

Для тел, обладающих меньшей способностью излучения, т. е. для реальных («серых») тел, также может быть применен закон Стефана — Больцмана. В этом случае уравнение принимает вид:

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (\text{II.15})$$

где E — излучательная способность серого тела, Вт/м²; $\varepsilon = E/E_0$ — отношение энергии излучения серого тела к энергии излучения абсолютно черного тела при той же температуре, называемое *степенью черноты тела*. Значения ε изменяются от 0 до 1.

Значения степени черноты некоторых материалов приведены в табл. II.3.

При подсчете баланса тепла, которым обмениваются два тела в процессе взаимного излучения, используют уравнения, выведенные на основе закона Стефана — Больцмана. Так, если в лучистом теплообмене участвуют два тела, представляющие собой параллельные плоскости (рис. II.3) с одинаковой площадью F, температурами $T_1 > T_2$ и коэффициентами излучения соответственно c_1 и c_2, то количество тепла Q_{1-2}, Вт, передаваемое телом с более высокой температурой телу с меньшей температурой за единицу времени, подсчитывается по формуле

$$Q_{1-2} = c_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] F, \qquad (\text{II.16})$$



▲ Рис. II.4. Схема теплообмена излучением между концентрически расположенными поверхностями

◀ Рис. II.3. Схема теплообмена излучением между плоскими параллельными поверхностями

где $c_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент излучения, Вт/(м²·К⁴), равный:

$$c_{\text{пр}} = \frac{1}{\dfrac{1}{c_1} + \dfrac{1}{c_2} - \dfrac{1}{c_0}}. \qquad (\text{II.17})$$

Если поверхности тел F_1 и F_2 неодинаковы и расположены концентрически (рис. II.4), расчетное уравнение имеет вид:

$$Q_{1-2} = c_{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right] F_1. \qquad (\text{II.18})$$

Таблица II.3. Степень черноты некоторых материалов

Материал	t, °C	ε
Алюминий полированный	225—575	0,039—0,057
Асбестовая бумага	40—370	0,93—0,945
Гипс	20	0,903
Стальное литье (полированное)	770—1040	0,52—0,56
Сталь (окисленная)	200—600	0,8
Кирпич:		
глиняный обыкновенный	20	0,93
шамотный	1100	0,75
Лак:		
белый	40—95	0,8—0,95
черный матовый	40—95	0,96—0,98
Масляная краска различных цветов	100	0,92—0,96
Медь тщательно полированная	80—115	0,018—0,023
Окись меди	800—1100	0,66—0,54
Свинец серый окисленный	25	0,281
Серебро полированное, чистое	225—625	0,0198—0,0324
Стекло гладкое	22	0,937
Толь	21	0,91
Чугун обточенный	830—990	0,6—0,7
Штукатурка известковая	10—88	0,91

В этом случае приведенный коэффициент излучения равен:

$$c_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{c_1} + \left(\frac{1}{c_2} - \frac{1}{c_0}\right)\frac{F_1}{F_2}}, \qquad \text{(II.19)}$$

где c_1 и c_2 — коэффициенты излучения, Вт/(м^2·К^4); F_1 и F_2 — площади поверхности первого и второго тела, м^2.

Процесс лучистого теплообмена может происходить не только между твердыми телами, но и между твердым телом и газами, излучение которых отличается от излучения твердых тел. Одно- и двухатомные газы практически не излучают и не поглощают энергию, т. е. являются прозрачными для проникания тепловых лучей. Трехатомные газы (CO_2, SO_2), в том числе водяные пары (H_2O), излучают и поглощают лучистую энергию. Это обстоятельство приходится учитывать при расчетах паровых котлов, так как указанные газы содержатся в продуктах сгорания топлива, а следовательно, тепло от них передается к поверхности нагрева не только конвекцией, но и лучеиспусканием.

Излучение газов по сравнению с твердым телом имеет некоторые особенности: во-первых, в газах излучение и поглощение происходят во всем объеме, а у твердых тел — в поверхностном слое; во-вторых, твердые тела поглощают и излучают лучи-

стую энергию всех длин волн, а газы — только определенных длин волн.

Количество излучаемого газом тепла на 1 м² поверхности стенок за единицу времени, Вт/м², может быть вычислено по уравнению

$$q_г = \varepsilon_г c_0 \left(\frac{T}{100}\right)^4, \qquad (II.20)$$

где $\varepsilon_г$ — степень черноты газа, зависящая от температуры T и произведения pl (где p — парциальное давление газа в смеси; l — толщина слоя газа). При расчетах значения $\varepsilon_г$ определяют по специальным номограммам.

По приведенной формуле получают полное количество излучаемой газом энергии. В действительности газ всегда огражден поверхностью (оболочкой) с температурой $T_{ст}$ и степенью черноты $\varepsilon_{ст}$, имеющей собственное излучение

$$q_{ст} = \varepsilon_{ст} c_0 \left(\frac{T_{ст}}{100}\right). \qquad (II.21)$$

В результате между стенкой и газом происходит взаимный лучистый теплообмен. Количество тепла, передаваемого от газов к стенке, приближенно составляет:

$$q = \varepsilon'_{ст} \varepsilon_г c_0 \left[\left(\frac{T_г}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{ст}}{100}\right)^4\right], \qquad (II.22)$$

где $\varepsilon'_{ст} = 0{,}5(\varepsilon_{ст} + 1)$ — эффективная степень черноты стенки.

При расчетах площади конвективных поверхностей нагрева котлов учитывается тепло $Q_л$, Вт, передаваемое излучением:

$$Q_л = \alpha_л (t_г - t_{ст}), \qquad (II.23)$$

где $t_г$ и $t_{ст}$ — соответственно температуры газов и стенки, °C.

Общий коэффициент теплоотдачи при теплообмене соприкосновением (конвекцией) с учетом излучения газов будет равен:

$$\alpha = \alpha_с + \alpha_л, \qquad (II.24)$$

где $\alpha_с$ и $\alpha_л$ — коэффициенты теплоотдачи при теплообмене соприкосновением и излучением, Вт/(м²·°C).

Сложный теплообмен. При расчете теплообмена паровых и водогрейных котлов, а также аппаратов систем теплоснабжения обычно приходится рассматривать сложный теплообмен, в котором участвуют все виды передачи тепла: теплопроводностью, конвекцией и излучением.

Наиболее распространен процесс передачи тепла через плоскую или цилиндрическую стенку, разделяющую два теплоносителя. Такой вид сложного теплообмена называется *теплопередачей*. Учитывая важность и сложность этого вопроса, рассмотрим раздельно теплопередачу через плоскую и цилиндрическую стенки.

Теплопередача через плоскую стенку. Однородная плоская стенка толщиной δ имеет теплопроводность λ (рис. II. 5). С одной стороны стенка омывается теплоносителем (газ, жидкость) с температурой t_1, а с другой — с температурой t_2. При стационарных условиях, когда температура теплоносителей во времени не изменяется, удельный тепловой поток q, Вт/м², передаваемый от греющей жидкости к поверхности стенки, определится выражением

$$q = \alpha_1 (t_1 - t_{ст1}), \qquad (II.25)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от жидкости к поверхности стенки, Вт/(м²·°С).

Тепловой поток, проходящий через стенку вследствие теплопроводности, будет равен:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{ст1} - t_{ст2}), \qquad (II.26)$$

где λ — теплопроводность материала стенки, Вт/(м·°С); δ — толщина стенки, м; $t_{ст1}$ и $t_{ст2}$ — температуры поверхностей стенки с одной и другой стороны, °С.

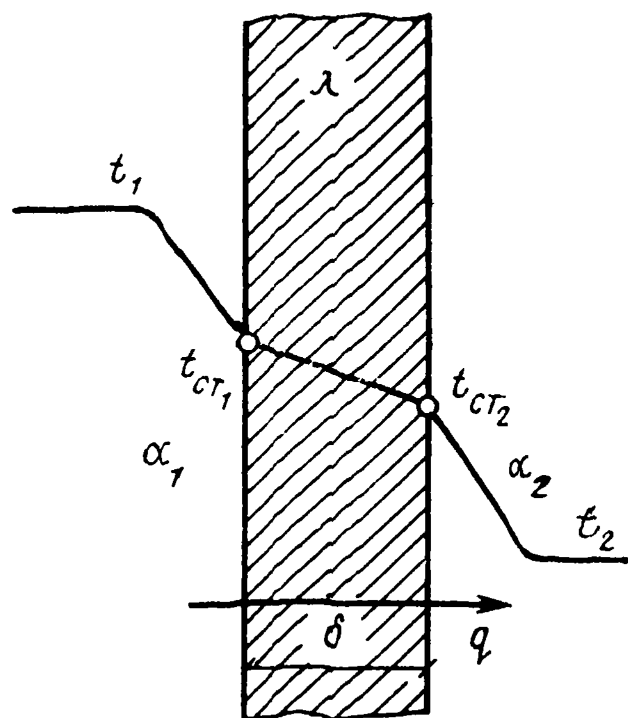


Рис. II.5. Схема теплопередачи через плоскую стенку

Тепловой поток, передаваемый от стенки ко второй жидкости (теплоносителю), будет равен

$$q = \alpha_2 (t_{ст2} - t_2), \qquad (II.27)$$

где α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки к нагреваемой жидкости, Вт/(м²·°С).

Для получения общего уравнения теплообмена суммируем почленно выражения (II. 25) — (II. 27)

$$\frac{q}{\alpha_1} + \frac{q}{\lambda/\delta} + \frac{q}{\alpha_2} = t_1 - t_{ст1} + t_{ст1} - t_{ст2} + t_{ст2} - t_2.$$

Исключив промежуточные и неизвестные температуры, выражение для удельного теплового потока примет вид

$$q = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_1 - t_2). \qquad (II.28)$$

Обозначив

$$\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k, \qquad (II.29)$$

для полного количества тепла Q, передаваемого через стенку площадью F за время τ, получим зависимость

$$Q = k (t_1 - t_2) F\tau. \qquad (II.30)$$

Величина k называется *коэффициентом теплопередачи*, Вт/ (м^2·°С), который представляет собой количество тепла, передаваемого от одной жидкости к другой через единицу площади поверхности стенки за единицу времени при разности температур жидкостей 1°. Величина, обратная коэффициенту теплопередачи k, называется *термическим сопротивлением теплопередачи* R.

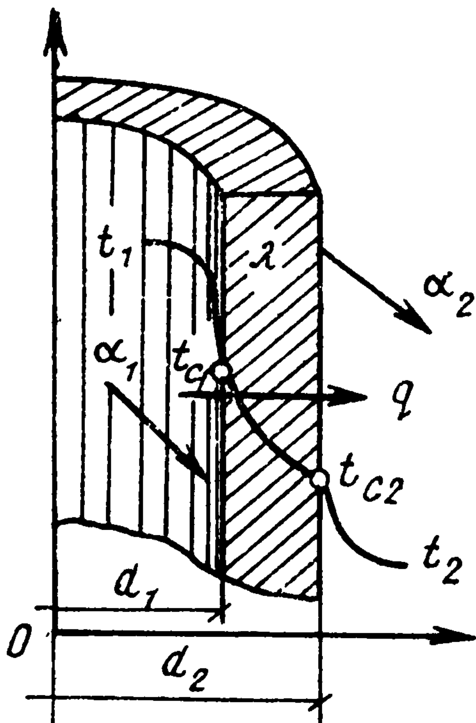


Рис. II.6. Схема теплопередачи через цилиндрическую стенку

$$R=\frac{1}{k}=\frac{1}{\alpha_1}+\frac{\delta}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_2}. \quad \text{(II.31)}$$

Если стенка состоит из нескольких слоев разной толщины и с разной теплопроводностью, коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$k=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}+\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}+\frac{1}{\alpha_2}}. \quad \text{(II.32)}$$

Теплопередача через цилиндрическую стенку. Цилиндрическая стенка (рис. II.6), в отличие от плоской имеет различные площади поверхности со стороны разделяющих ее жидкостей. Поэтому количество тепла, которым обмениваются эти жидкости, обычно определяют на единицу длины цилиндрической поверхности

$$q_L=\frac{\pi(t_1-t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2}}=\pi k_L(t_1-t_2), \quad \text{(II.33)}$$

где q_L — линейная плотность теплового потока, Вт/м; t_1 и t_2 — температура жидкостей, °С; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи со стороны греющей и нагреваемой жидкости, Вт/(м^2·°С); d_1 и d_2 — внутренний и внешний диаметры трубы, м; λ — теплопроводность стенки, Вт/(м·°С); k_L — линейный коэффициент теплопередачи, представляющий собой количество тепла, передаваемого через 1 м длины трубы за единицу времени при разности температур жидкостей в 1°, Вт/(м·°С):

$$k_L=\frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2}}. \quad \text{(II.34)}$$

Полное количество тепла, передаваемого через однослойную цилиндрическую стенку длиной L и за время τ, составит:

$$Q=k_L\pi(t_1-t_2)L\tau. \quad \text{(II.35)}$$

Подставив значение k_L в формулу (II. 35), получим:

$$Q=\frac{\pi(t_1-t_2)L\tau}{\frac{1}{\alpha_1 d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{\alpha_2 d_2}} \quad \text{(II.36)}$$

Полное количество тепла, передаваемого через многослойную цилиндрическую стенку с количеством слоев n, будет равно:

$$Q = \frac{\pi (t_1 - t_2) L\tau}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}}. \qquad (II.37)$$

Расчетные формулы теплопередачи для цилиндрических стенок сравнительно громоздки, поэтому в некоторых случаях используют формулы для расчета теплопередачи через плоскую стенку.

Теплообменные аппараты

Теплообменным аппаратом называется любое устройство, предназначенное для передачи тепла от одного теплоносителя к другому. Хотя по назначению и конструктивному оформлению эти аппараты весьма разнообразны, принцип их теплового расчета является общим. При проектировании новых аппаратов тепловым расчетом предусматривается определить площади поверхностей нагрева или охлаждения. Если площади поверхностей нагрева или охлаждения известны, то расчетом предусматривается установить конечные температуры теплоносителей; в этом случае расчет называется поверочным.

В качестве основных уравнений при тепловом расчете принимаются:

уравнение теплового баланса

$$Q = G_1 c_1 \left(t_1' - t_1''\right) = G_2 c_2 \left(t_2'' - t_2'\right) \qquad (II.38)$$

и уравнение теплопередачи

$$Q = k\Delta t F, \qquad (II.39)$$

где Q — количество передаваемого тепла, Вт; G_1 и G_2 — расходы горячего и холодного теплоносителей, кг/с; c_1 и c_2 — средние теплоемкости теплоносителей, Дж/(кг·°С); t_1', t_1'' и t_2', t_2'' — начальные и конечные температуры горячего и холодного теплоносителей, °С; k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2·°С); Δt — средняя разность температур теплоносителей в теплообменном аппарате, °С; F — площадь поверхности нагрева, м^2.

Коэффициент теплопередачи k определяют по формулам (II.29), (II.32), (II.34), а значение Q обычно подсчитывают по вторичному теплоносителю.

Определение средней разности температур не представляет особых трудностей, однако здесь возможны различные случаи в зависимости от характера взаимного движения теплоносителей и их вида. По характеру взаимного движения жидкости теплообменные аппараты разделяют на *прямоточные*, когда теплоносители движутся параллельно и в одном направлении (прямоток), *противоточные*, когда теплоносители движутся параллельно в прямо противоположных направлениях (противоток),

и аппараты, в которых теплоносители движутся в перекрестных направлениях (перекрестный ток).

Изменение температуры жидкости вдоль поверхности теплообменника при прямотоке и противотоке показано на рис. II.7. Средняя (логарифмическая) разность температур теплоносителей определяется по формулам:

для прямотока

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2') + (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}}; \quad (II.40)$$

для противотока

$$\Delta t = \frac{(t_1' - t_2'') - (t_1'' - t_2')}{\ln \frac{t_1' - t_2''}{t_1'' - t_2'}}. \quad (II.41)$$

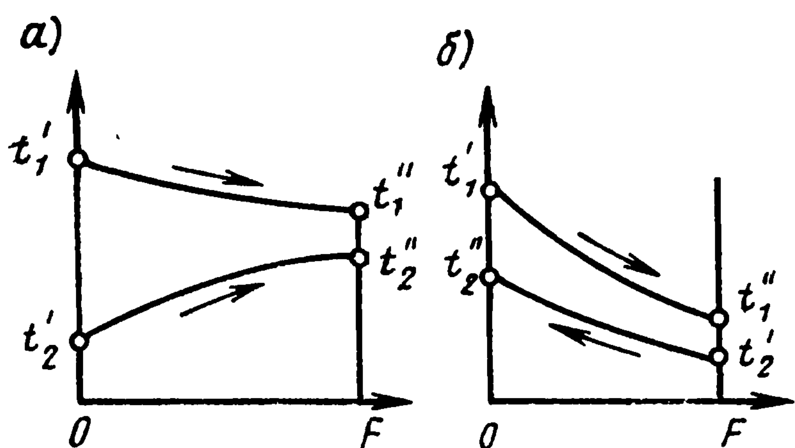


Рис. II.7. Характер изменения температур жидкости в теплообменнике при прямотоке (*а*) и противотоке (*б*)

В теплотехническом отношении противоток выгоднее прямотока, так как, во-первых, при противотоке представляется возможным отбор большего количества тепла, чем при прямотоке, и, во-вторых, при противотоке средняя разность температур имеет бóльшую величину. Если хотя бы один теплоноситель не изменяет своей температуры в процессе теплообмена (что наблюдается при конденсации или кипении жидкости), противоток не имеет преимуществ перед прямотоком. Если температура теплоносителей вдоль поверхности нагрева изменяется незначительно, то температурный напор между ними может быть принят как среднеарифметический из крайних разностей температур, т. е. на выходе и входе теплообменника.

В других случаях среднеарифметическая разность температур принимается только лишь при ориентировочных расчетах.

Пример II.1. Определить потерю тепла в течение 1 ч обмуровкой котла с площадью поверхности $F = 50$ м² при толщине его стенки $\delta = 250$ мм. Температура газов $t_г = 650°$ С и воздуха $t_в = 30°$ С.

Коэффициент теплоотдачи от газов к обмуровке $\alpha_1 = 20$ Вт/(м²·°С) и от обмуровки к воздуху $\alpha_2 = 10$ Вт/(м²·°С). Теплопроводность обмуровки $\lambda = 0,6$ Вт/(м·°С).

1. Определим коэффициент теплопередачи по формуле (II.29)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,25}{0,6} + \frac{1}{10}} = 1,75 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

2. Вычислим удельный тепловой поток

$$q = k(t_г - t_в) = 1,75\,(650 - 30) = 1085 \text{ Вт/м}^2.$$

3. Определим количество тепла, теряемого всей обмуровкой в течение 1 ч, по формуле (II.30)

$$Q = 1085 \cdot 50 \cdot 3600 = 195\,000 \text{ кДж}.$$

Пример II.2. Определить часовой расход пара и площадь поверхности пароводяного подогревателя, в котором греющий пар и вода обмениваются теплом в количестве $Q = 500\,000$ Вт. Вода нагревается от температуры $t_2' = 20°$ С до температуры $t_2'' = 80°$ С.

Греющий пар — сухой насыщенный давлением $p = 200$ кПа. Толщина стенок труб, образующих поверхность подогревателя, $\delta = 3$ мм. Теплопроводность $\lambda = 40$ Вт/(м·°С). Коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке $\alpha_1 = 10\,000$ Вт/(м²·°С) и от стенки к воде $\alpha_2 = 5000$ Вт/(м²·°С).

1. Определим расход пара

$$D = \frac{Q}{i'' - i'} = \frac{500\,000 \cdot 10^{-3}}{2707 - 505} \, 0{,}23 \text{ кг/с},$$

где i'' и i' — энтальпия пара и конденсата, определяемые по табл. II.1.

2. Вычислим площадь поверхности подогревателя из уравнения (II.39). Приняв по табл. II.1 температуру пара и конденсата, найдем среднюю разность температур теплоносителей по формуле (II.40)

$$\Delta t = \frac{(120{,}2 - 20) - (120{,}2 - 80)}{\ln \dfrac{120{,}2 - 20}{120{,}2 - 80}} = 65° \text{ С}.$$

Определим коэффициент теплопередачи по формуле (II.29)

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{10\,000} + \dfrac{0{,}003}{40} + \dfrac{1}{5000}} = 2667 \text{ Вт/(м}^2\cdot°\text{С)}.$$

Подставив полученные значения Δt и k в формулу (II.39), получим

$$F = \frac{500\,000}{2667 \cdot 65} \approx 2{,}9 \text{ м}^2.$$

Теплопередача в котельном агрегате

Тепло в котлах передается конвекцией, теплопроводностью и излучением. Дымовые газы при движении в газоходах котла вначале отдают тепло конвекцией и лучеиспусканием наружной поверхности стенки котла. Воспринятое тепло вследствие теплопроводности материала стенки переходит от наружной поверхности к внутренней, а затем конвекцией передается воде (в котле и экономайзере), пару (в пароперегревателе) и воздуху (в воздухоподогревателе).

Количество передаваемого тепла в каждом элементе котла может быть определено по уравнению теплопередачи (II.39). При вычислении коэффициента теплопередачи k для поверхностей нагрева, омываемых газами с температурой более 250—300°С, учитывается их излучение. Среднюю разность температур Δt определяют по формуле (II. 40) или (II. 41). Площадь

испарительной поверхности парового котла, учитывая, что температура одного из теплоносителей постоянна, определяют без учета прямотока или противотока. В водогрейных котлах разность Δt при прямотоке и противотоке имеет разное значение, но для упрощения расчета в большинстве случаев это не учитывают.

Глава III. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ ТОПЛИВА И ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 7. ВИДЫ И СОСТАВ ТОПЛИВА. ТЕПЛОТА СГОРАНИЯ

Топливом называются горючие вещества, сжигаемые с целью получения тепла. Горючие вещества, используемые в качестве топлива, должны удовлетворять ряду требований: они должны иметь большие запасы и относительно небольшую стоимость, содержать как можно меньше негорючих составляющих (особенно золы и воды), легко загораться, при горении не должны выделять вредных продуктов.

По своему агрегатному состоянию топливо разделяется на твердое, жидкое и газообразное.

В зависимости от способа получения топливо бывает естественное и искусственное.

К естественному твердому топливу относятся: дрова, торф, бурые и каменные угли, антрацит, горючие сланцы; к жидкому — сырая нефть; к газообразному — природный газ.

К искусственному твердому топливу относятся древесный уголь, кокс, полукокс, торфяные и каменноугольные брикеты. Искусственным жидким топливом являются продукты переработки нефти — мазут, керосин, бензин, соляровое масло и т. д. К искусственному газообразному топливу относятся генераторный, коксовый, доменный газы.

Все виды топлива как естественные, так и искусственные являются продуктами органического происхождения. Наряду с ними большое значение приобретает ядерное горючее. Выделяемое при распаде ядер изотопов урана (U^{235}, Pu^{239} и U^{238}) количество тепловой энергии неизмеримо превышает получающуюся энергию при горении обычного топлива. Однако по ряду технических и экономических причин основным источником тепловой энергии в настоящее время остается топливо органического происхождения.

Наиболее распространенным является твердое топливо, и в первую очередь каменные и бурые угли. В последнее время на тепловых станциях, а также в производственно-отопительных котельных все в возрастающих размерах применяется природный газ — сравнительно дешевое, высококалорийное и транспорта-

бельное топливо. Мазут как топливо используется реже, чем природный газ; в основном его применяют для растопки котлов, работающих на пылевидном топливе, а также в качестве резерва газообразного топлива.

Состав топлива. Топливо в том виде, в каком оно подается для сжигания в котельную, называется *рабочим*. В его состав входят углерод C, водород H, кислород O, сера S, азот N, зола *A* и влага *W*. Содержание этих элементов в топливе легко определяется химическим анализом в лаборатории. Рабочий состав топлива по массе выражается следующим равенством:

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S^р_л + A^р + W^р = 100\%. \qquad (III.1)$$

Горючими элементами в твердом топливе являются углерод, водород и летучая сера.

Летучая сера составляет лишь часть серы, находящейся в топливе, а полное ее количество складывается из летучей (горючей) серы и сульфатной

$$S^р_{об} = S^р_л + S^р_с. \qquad (III.2)$$

Сульфатная сода $S^р_с$ в горении не участвует, так как она окислена и входит в состав золы топлива в виде минеральных соединений с железом и кальцием. Летучая сера $S^р_л$, которая является горючим веществом, состоит из органической серы $S^р_о$, входящей в состав основного ядра топлива (его материнского вещества), и колчеданной серы $S^р_к$, находящейся в соединении с железом ($F\ S_2$ — серный колчедан):

$$S^р_л = S^р_о + S^р_к. \qquad (III.3)$$

Несмотря на то, что сера является горючим элементом топлива и при горении выделяет некоторое количество тепла, присутствие ее весьма нежелательно, так как в результате ее горения образуется сернистый газ, который, соединяясь с водяными парами дымовых газов, образует серную кислоту, вызывающую коррозию поверхностей нагрева котла. Кроме того, сернистый газ, попадая с дымовыми газами в атмосферу, загрязняет окружающую среду.

Углерод и водород представляют собой самую ценную часть топлива, так как при их сгорании выделяется значительное количество тепла.

Влага и зола являются нежелательными составляющими топлива и выражают так называемый внешний его балласт. Содержание влаги в некоторых видах топлива (например, дровах и торфе) нередко достигает 50—60%.

Зола (смесь различных негорючих минеральных веществ) содержит многие соли щелочных и щелочноземельных металлов, окислы кремния, железа, алюминия, сульфатную серу и др. Со-

став золы и зольность топлива в целом влияют на процесс горения. Легкоплавкая зола вызывает зашлаковывание горящего слоя топлива, а также налипание размягченной или расплавленной летучей золы на поверхностях нагрева котлов (экранных и кипятильных трубах), что существенно ухудшает теплообмен. Кроме того, при высоких температурах расплавленная зола может вступить в химическое взаимодействие с обмуровкой, что вызывает ее быстрый износ. Поэтому как при проектировании, так и при эксплуатации топок важно знать характеристики золы и в первую очередь температуры начала ее деформации t_1, размягчения t_2 и жидкоплавкого состояния t_3, значения которых зависят от состава золы.

Зола, у которой температура начала жидкоплавкого состояния меньше 1200°C, называется легкоплавкой, от 1200 до 1450°C — среднеплавкой и более 1450°C — тугоплавкой. Содержание золы в твердом топливе может колебаться от 1 до 60% рабочей массы топлива. Наибольшую зольность имеют сланцы, а наименьшую — дрова и древесные отходы. В бурых и каменных углях золы содержится 5—25%. Газообразное и жидкое топливо содержит незначительное количество золы.

Кислород и азот, входящие в состав топлива, не участвуют в процессе горения и составляют внутренний балласт топлива. Азот является инертным газом; при горении топлива он выделяется в свободном состоянии и удаляется с продуктами горения. Содержание азота в твердом топливе невелико (1—2%). Значительно больше в топливе содержится кислорода (до 40%).

При определении геологического возраста и основных свойств топлива помимо рабочего состава приходится использовать производные (условные) составы — сухую, горючую и органическую массы топлива. Эти массы топлива получаются путем исключения из основного состава того или иного элемента. Так, исключив из рабочего состава (массы) топлива влагу, получим *сухую массу*

$$C^с + H^с + O^с + N^с + S^с_л + A^с = 100\%. \qquad (III.4)$$

Состав топлива без влаги и золы представляет собой *горючую массу*

$$C^г + H^г + O^г + N^г + S^г_л = 100\%. \qquad (III.5)$$

После удаления из горючей массы колчеданной серы получим *органическую массу* топлива

$$C^о + H^о + O^о + N^о + S^о_{орг} = 100\%. \qquad (III.6)$$

Для перехода от одного состава топлива к другому используют формулы пересчета, полученные путем сопоставления приведенных равенств. Равенство (III. 1) может быть представлено в виде

$$C^р + H^р + O^р + N^р + S^р_л = 100 - (A^р + W^р).$$

Левая часть этого выражения по существу представляет горючую массу топлива, выраженную равенством (III.5). Сопоставляя эти равенства, получим

$$\frac{C^{р}}{100-(A^{р}+W^{р})}=\frac{C^{г}}{100},$$

или

$$C^{г}=C^{р}\frac{100}{100-(A^{р}+W^{р})}\ \%. \qquad (III.7)$$

По аналогии можно получить и другие формулы.

Кокс и летучие вещества. Если твердое топливо нагревать без доступа воздуха, то оно распадается на *летучие вещества* и твердый остаток — *кокс,* состоящий из золы и углерода.

В состав летучих веществ входят водяные пары, кислород, азот, летучая сера, а также различные углеводороды. При достаточно высокой температуре горючие компоненты в летучих веществах горят ярким пламенем, поэтому состав и количество летучих оказывают существенное влияние на процессы воспламенения и горения топлива, а также и на объем топочной камеры. При использовании топлива с большим выходом летучих требуется больший объем топочной камеры. При недостаточном объеме топочной камеры летучие горючие будут сгорать не полностью, вследствие чего уменьшается тепловыделение в топке, а также снижается ее экономичность. По содержанию летучих все виды топлива разделяются на *пламенные* — с большим выходом летучих и *тощие* — с малым выходом летучих. Содержание летучих горючих является также важным показателем при установлении природы данного вида топлива.

Образующийся кокс по внешнему виду и состоянию бывает трех видов: 1) порошкообразный или сыпучий; 2) слипающийся (при удалении летучих из топлива оставшиеся твердые частицы слипаются между собой, но не образуют единой массы); 3) спекающийся (при удалении летучих из топлива оставшиеся твердые частицы прочно связаны между собой и образуют плотную массу).

Вид кокса оказывает влияние на процесс горения и обусловливает область применения данного топлива. Угли со спекающимся коксом используют главным образом в металлургической промышленности (в доменных печах), а угли, образующие неспекающийся кокс, сжигают в топках паровых котлов.

Теплота сгорания топлива. Одной из основных характеристик топлива является его теплота сгорания — количество тепла, получаемого при полном сгорании 1 кг твердого, жидкого или 1 нм³ газообразного топлива. Различают высшую и низшую теплоту сгорания рабочего топлива.

Высшая теплота сгорания топлива $Q^{р}_{в}$, кДж/кг — это количество тепла, выделяемого при полном сгорании топлива, с

учетом тепла, выделившегося при конденсации водяных паров, которые образуются при горении. *Низшая теплота сгорания топлива* $Q_н^р$, кДж/кг, не учитывает тепло, затрачиваемое на образование водяных паров, которые находятся в продуктах сгорания, поэтому она всегда меньше высшей теплоты сгорания. При расчетах всегда используется низшая теплота сгорания. Обе теплоты сгорания (для рабочего состава топлива) связаны между собой выражением

$$Q_в^р = Q_н^р + 25\left(9H^р + W^р\right). \qquad (III.8)$$

Для горючей, сухой и органической масс топлива соотношения между высшей и низшей теплотой сгорания, кДж/кг, имеют вид:

$$Q_н^г = Q_в^г - 226H^г; \qquad (III.9)$$

$$Q_н^с = Q_в^с - 226H^с; \qquad (III.10)$$

$$Q_н^о = Q_в^о - 226H^о. \qquad (III.11)$$

Для пересчета теплоты сгорания топлива, выраженной по рабочему составу, на горючую или сухую массу используют формулы:

$$Q_н^р = Q_н^г \frac{100 - (A^р + W^р)}{100} - 25W^р; \qquad (III.12)$$

$$Q_н^р = Q_н^с \frac{100 - W^р}{100} - 25W^р. \qquad (III.13)$$

Теплоту сгорания топлива обычно определяют либо лабораторным путем — методом калориметрирования, либо при известном составе топлива с помощью эмпирических формул. Наибольшее распространение получила формула, предложенная Д. И. Менделеевым

$$Q_н^р = 339C^р + 1030H^р - 109\left(O^р - S_л^р\right) - 25W^р, \qquad (III.14)$$

где $C^р$, $H^р$, $S_л^р$, $O^р$ и $W^р$ — содержание соответственно углерода, водорода, серы, кислорода и влаги в рабочем топливе, % по массе.

Теплота сгорания газообразного топлива при известном его составе достаточно точно определяется по формуле

$$Q_н^с = 126CO + 108H_2 + 358CH_4 + 590C_2H_4 + 638C_2H_6 + 860C_3H_8 + \cdots, \qquad (III.15)$$

где CO, H_2, CH_4 и т. д. — объемное содержание соответствующих газов в топливе, %.

Пример III.1. Определить рабочий состав угля и его низшую теплоту сгорания по известному составу горючей массы: $C^г = 71{,}5\%$, $H^г = 5{,}2\%$, $N^г = 1{,}7\%$, $O^г = 18{,}9\%$ и $S^г = 2{,}7\%$; $Q_г^н = 27\,400$ кДж/кг. Зольность топлива в пересчете на сухую массу $A^с = 34\%$ и влажность рабочая $W^р = 17\%$.

Зольность топлива в пересчете на рабочую массу составляет:

$$A^р = A^с \frac{100 - W^р}{100} = 34 \frac{100 - 17}{100} = 28,22\%.$$

Множитель для пересчета горючей массы топлива на рабочую равен

$$\frac{100 - (A^р + W^р)}{100} = \frac{100 - (28,22 + 17)}{100} = 0,548.$$

Состав рабочего топлива:

$$C^р = C^г \frac{100 - (A^р + W^р)}{100} = 71,5 \cdot 0,548 = 39,1\%.$$

По аналогии с предыдущим:

$$H^р = H^г \cdot 0,548 = 5,2 \cdot 0,548 = 2,84\%;$$

$$N^р = N^г \cdot 0,548 = 1,7 \cdot 0,548 = 0,93\%;$$

$$S^р_л = S^г_л \cdot 0,548 = 2,7 \cdot 0,548 = 1,48\%;$$

$$O^р = O^г \cdot 0,548 = 18,9 \cdot 0,548 = 10,35\%.$$

Проверка:

$$C^р + H^р + N^р + S^р_л + O^р + A^р + W^р =$$

$$= 39,18 + 2,84 + 0,93 + 1,48 + 10,35 + 28,22 + 17 = 100\%.$$

Низшая теплота сгорания рабочего топлива равна:

$$Q^р_н = Q^г_н \frac{100 - (A^р + W^р)}{100} - 25W^р =$$

$$= 27\,400 \frac{100 - (28,22 + 17)}{100} - 25 \cdot 17 = 14\,350 \text{ кДж/кг}.$$

Условное топливо. На практике очень часто приходится сравнивать работу котельных, использующих различные виды топлива. Для удобства такого сравнения и для облегчения планирования добычи и расходов топлива введены понятия: условное топливо и топливный эквивалент.

Под *условным топливом* принято понимать топливо с теплотой сгорания 29 300 кДж/кг.

Топливным эквивалентом Э называется отношение низшей теплоты сгорания того или иного рабочего топлива к теплоте сгорания условного топлива, т. е.

$$Э = \frac{Q^р_н}{29\,300}. \quad \text{(III.16)}$$

Значение топливного эквивалента для разных видов топлива различно и может быть больше или меньше единицы; так, топливный эквивалент торфа 0,36, донецкого угля 0,93, мазута 1,35

и т. д. По существу топливный эквивалент показывает, какому количеству условного топлива равноценна единица действительного топлива. Поэтому для перевода массы действительного топлива B в условное $B_{усл}$ нужно умножить количество действительного топлива на его топливный эквивалент, т. е.

$$B_{усл} = ЭB. \qquad (III.17)$$

В заключение следует отметить, что основными характеристиками топлива являются теплота сгорания, состав топлива, содержание летучих, свойства кокса и температура плавления золы.

§ 8. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА НЕКОТОРЫХ ВИДОВ ТОПЛИВА

Древесное топливо. В настоящее время в котельных установках древесное топливо применяется редко, главным образом в виде древесных отходов (опилки, стружка, щепа) для котлов небольшой производительности. Это обусловлено тем, что наиболее целесообразно древесину использовать как строительный материал и как сырье в химической и бумажной промышленности. Древесные отходы, не подлежащие переработке, как правило, сжигают на месте их получения (местное топливо), так как перевозка их на большие расстояния экономически невыгодна.

Основными достоинствами дров как топлива являются низкая зольность, отсутствие серы и высокий выход летучих горючих (80—85%), благодаря чему дрова горят длинным ярким пламенем. Кроме того, дрова обладают сравнительно легкой воспламеняемостью ($\sim$ 300°С). Теплота сгорания дров невысокая и зависит главным образом от влажности $W^р$, которая колеблется от 25 до 60%: при $W^р = 30\%$ теплота сгорания составляет $\sim$12 000 кДж/кг, при $W^р = 50\%$ — 8500 кДж/кг.

За единицу измерения количества дров принимается складской кубический метр.

Торф — продукт разложения растений—представляет собой волокнистую массу бурого, а иногда черно-бурого цвета. Большие запасы торфа имеются в Белоруссии, на Урале, в Западной Сибири, в средней и северной полосе европейской части РСФСР и других районах.

По способу добычи торф разделяется на машиноформовочный и гидроторф — кусковой торф в виде кирпичей, а также фрезерный торф — мелкая торфяная крошка различных размеров.

Состав торфа зависит от степени его разложения. Теплота сгорания торфа в зависимости от его вида и влажности колеблется от 8000 до 15000 кДж/кг.

Торф имеет, как правило, высокую влажность; при неблагоприятных метеорологических условиях в период добычи его

влажность достигает 60—70%. Зольность торфа сравнительно небольшая (5—10% в пересчете на сухую массу). Выход летучих горючих у торфа составляет 70—75% (несколько меньше, чем у дров).

Вследствие сравнительно невысокой теплоты сгорания торф относится к местному виду топлива и используется, как правило, недалеко от места добычи. Перевозка его на дальние расстояния экономически нецелесообразна.

Ископаемые угли. Этот вид топлива образовался из растений в результате длительного процесса их разложения (обуглероживания) без доступа воздуха. В зависимости от длительности процесса разложения состав и свойства углей различны: чем «старше» топливо, тем сильнее разложение и тем больше топливо содержит углерода и меньше кислорода.

По степени разложения (геологическому возрасту) ископаемые угли разделяются на три вида: бурые, каменные и антрациты.

Бурые угли — самые «молодые» из ископаемых углей — представляют собой легко крошащуюся твердую массу бурого или черного цвета. Как топливо они характеризуются высоким содержанием золы и влаги (в сумме 50% и более), склонностью к растрескиванию (крошению) и самовозгоранию, сравнительно большим содержанием летучих веществ (до 50%), невысокой теплотой сгорания, которая вследствие значительного внешнего балласта составляет в среднем 8000—17 000 кДж/кг.

Условно бурые угли обозначаются буквой Б. В зависимости от содержания влаги W^p они разделяются на три группы: группа Б1 — при $W^p > 40\%$; группа Б2 при $W^p = 30—40\%$ и группа Б3 — при $W^p = 30\%$.

Бурые угли целесообразно сжигать в пылевидном состоянии, сжигание их в слое, особенно в котельных небольшой мощности, мало эффективно.

Промышленное значение имеют следующие месторождения бурого угля: Подмосковное, Челябинское, Карагандинское, Канское и др.

Каменные угли — наиболее распространенные из всех видов ископаемых топлив; по свойствам и составу весьма неоднородны. Как топливо каменные угли значительно лучше бурых углей: содержание влаги и золы в них меньше (в сумме примерно 12—20%); теплота сгорания выше — 23 000—29 000 кДж/кг; механическая прочность их более высокая и структура достаточно плотная, благодаря чему они относительно мало подвержены самовозгоранию и выветриванию.

В зависимости от выхода летучих веществ, степени спекаемости угля и вида кокса существует 12 марок каменных углей (включая полуантрацит и антрацит): длиннопламенный Д, газовый Г, газовый жирный ГЖ, жирный Ж, коксовый жирный КЖ, коксовый К, коксовый второй К2, отощенный спекающийся ОС,

слабо спекающийся СС, тощий Т, полуантрацит ПА и антрацит А.

Все виды ископаемых углей классифицируются также по размерам их кусков (табл. III. 1).

Большие запасы каменных углей находятся в Кузнецком, Донецком, Карагандинском, Черемховском, Печорском и других бассейнах.

Антрацит — наиболее старый по геологическому возрасту вид ископаемых углей (процесс обуглероживания практически закончен). Антрацит имеет постоянный состав с незначительным количеством золы и влаги. Этот вид угля состоит в основном из углерода — 95—96% в горючей массе.

Таблица III.1. **Классификация ископаемых углей**

Класс угля	Обозначение класса угля	Размер кусков, мм
Плитный	П	>100
Крупный	К	50—100
Орех	О	25—50
Мелкий	М	13—25
Семечко	С	6—13
Штыб	Ш	<6
Рядовой	Р	Не ограничен

Антрацит отличается малым содержанием летучих горючих (3—9%), вследствие чего он трудно воспламеняется (температура воспламенения ~700°С) и горит почти бездымно коротким синеватым пламенем. Антрациты обладают большой твердостью и имеют черный с металлическим блеском цвет. Основное месторождение антрацита — Донецкий бассейн.

Переходным видом между каменным углем и антрацитом является *полуантрацит*, имеющий выход летучих в пересчете на горючую массу 5—9%. Полуантрацит, как и антрацит, не самовозгорается и обладает высокой механической прочностью. Теплота сгорания его горючей массы (по калориметрической бомбе) более 35 000 кДж/кг (у антрацита она несколько меньше).

Сланцы. Горючие сланцы — минеральные вещества с высоким содержанием золы ($A^p=50\div60\%$) и большим выходом летучих (около 85% в пересчете на горючую массу). Влажность сланцев достигает 15—20%. Из-за значительного внешнего балласта теплота сгорания сланцев невысокая — 6000—11 000 кДж/кг. Сланцы обычно содержат большое количество серы, что также снижает их качество как вида топлива. Из-за большой зольности и влажности сланцы трудно сжигаются в топках котельных установок и по существу являются самым низкосортным топливом. Наиболее целесообразно их использовать в качестве сырья для целей газификации. Основные месторождения горючих сланцев находятся в Саратовской, Куйбышевской, Ленинградской областях и в Эстонской ССР.

Основные физико-химические характеристики различных видов твердого и жидкого топлива основных бассейнов и месторождений СССР приведены в табл. III.2.

Жидкое топливо. Природным жидким топливом является нефть. Сырая нефть в качестве топлива обычно не используется. После переработки из нее получают бензин, керосин, лигроин и различные масла. Конечным продуктом перегонки нефти является мазут, который используется в качестве котельного топлива.

Мазут представляет собой густую темно-бурую жидкость с преобладающим содержанием предельных и непредельных углеводородов и незначительным содержанием кислорода, азота, золы и влаги. В зависимости от содержания серы мазуты подразделяются на малосернистые ($S_л^р < 0,5\%$), сернистые ($S_л^р < 2\%$) и высокосернистые ($S_л^р \leqslant 3,5\%$).

Мазут бывает шести марок — Ф5, Ф12, 40, 100, 200 и МП. В котельных установках используют мазут только марок 40, 100 и 200 (табл. III. 3).

Качество мазута характеризуется вязкостью, температурой застывания и вспышки, теплотой сгорания, а также содержанием серы.

Условная вязкость — это отношение времени истечения некоторого количества мазута ко времени истечения того же количества воды при тех же условиях.

Температура вспышки — температура, при которой пары той или иной горючей жидкости, находящиеся над нею, вспыхивают при поднесении к ним пламени, а сама жидкость не воспламеняется.

Температура застывания — это температура, при которой мазут не изменяет своей поверхности при наклонении сосуда, т. е. когда он теряет способность к свободному перемещению. Чем больше содержание в мазуте предельных (парафиновых) углеводородов, тем выше его температура застывания. Для увеличения подвижности мазут подогревают до температуры 50—100°С.

Мазут является ценным и высококалорийным топливом. Теплота сгорания его в среднем составляет 38 000—41 800 кДж/кг. При использовании его в котельных установках вместо твердого топлива упрощаются многие процессы и значительно повышается коэффициент полезного действия установки.

Газообразное топливо — смесь различных горючих и негорючих газов. Это топливо бывает природное (или естественное) — горючие газы, добываемые из недр земли, и искусственное — газы, получаемые в результате сухой перегонки топлива в специальных газогенераторах, а также в виде отходов металлургических и других производств.

Природный газ содержит 75—98% метана CH_4. Теплота сгорания природного газа достигает 31 000—36 000 кДж/кг.

Искусственные газы (доменный, генераторный и др.) имеют сравнительно низкую теплоту сгорания — 3800—6500 кДж/нм³,

Таблица III.2. **Основные физико-химические характеристики твердого и жидкого топлива**

Вид топлива (бассейн, месторождение)	Марка	Класс	Горючая масса топлива, %						Сухая масса топлива, %		Рабочее топливо, %		Плавкость золы, °C		
			$C^г$	$H^г$	$N^г$	$O^г$	$S^г_л$	$V^г$	$A^с$	$S^с_{об}$	W	$Q^р_н$	t_1	t_2	t_3
Уголь															
Кузнецкий	Д	ДР, ДК, ДМ, ДСШ	78,5	5,6	2,3	13,2	0,4	42,7	9,5	0,4	10,5	24 980	1300	1200	1260
	Г	ГР, ГСШ	84,2	5,8	2,2	9	0,6	40	10	0,5	8	27 000	1100	1170—1200	1250—1270
	Ж	ЖР	85,6	5,6	2,4	5,8	0,7	38	18,5	0,6	6	25 800	—	—	—
	1СС	1ССР, 1ССК	84,1	5,1	2,1	8,2	0,5	30,9	12,4	0,5	7,5	26 400	—	—	—
	2СС	2ССР, 2СССШ, 2ССМ	87,3	4,7	2,1	5,3	0,6	20,6	12	0,5	6	28 000	—	—	—
	ОС	ОСР	90,5	4,2	2	2,9	0,4	15	16,5	0,3	5,5	27 350	1150	1340	1440
	Т	ТР	89	4,4	2	3,8	0,8	13	19	0,6	7	25 600	1140	1300	1350
Канско-Ачинский (Назаровское месторождение и др.)	Б2	Б2Р	70	4,8	0,8	23,6	0,8	48	12	0,7	39	13 000	1200	1220	1240
Печорский:															
Интинское месторождение	Д	ДК, ДМ, ДР	75	5	2	14,1	3,9	39	28	3	11	18 500	1050	1150	1170
Воркутинское месторождение	Ж		84,2	5,3	1,8	7,6	1,1	32,2	19	0,8	5	25 700	1130—1150	1170—1200	1200—1250
Донецкий	Д	ДО, ДМ, ДР	75,5	5,5	1,6	13,2	4,2	43	18	3,5	13	21 500	1050	1150	1200
	Г	ГР, ГМ	81	5,4	1,5	7,8	4,3	40	19,5	3,5	7	24 200	—	—	—
	Т	ТР	89	4,2	1,5	2,2	3,1	12	17	2,6	4,5	27 000	1060	1230	1260
	ПА	ПАР	91	3,5	1,3	2,2	2	7,5	17	2,2	5	26 870	1060	1240	1290
	А	АШ+АШС	92,5	2	0,8	2,6	2,1	3,5	20,5	1,7	7,5	24 200	1075	1195	1200

Карагандинский	**$К_1$, $К_2$**	**КР, $К_2$Р**	**85,6**	**5,2**	**1,3**	**6,9**	**1**	**28**	**26**	**0,9**	**5,5**	**22 900**	**1400**	**1430**	**1450**
Подмосковный	$Б_2$	Б2К, Б20, Б2Р	67	5,2	1,3	20,4	6,1	47	34	4	33	10 750	1350	1500	1500
Кизеловский	Г6	Г6Р, Г6К, Г6М, отсев	77	5,7	1,3	9,2	6,8	45	28	5	5	21 600	1400	1450	1500
Челябинский	Б3	Б3Р, Б3К, Б30, Б3М	71,5	5,2	1,7	18,9	2,7	44	34	1,8	17	14 600	1050	1150	1220
Сучанский	Г6	Г6Р	82,3	5,3	1,3	10,4	0,7	36	30,5	0,5	5,5	21 100	1120	1320	1340
Днепровский	Б1	Б1Р	67,5	5,8	0,9	19,9	5,9	58,5	27	4,3	55	7 460	1130	1190	1210
Львовско-Волынский	Г	ГР	79,5	5,2	1,3	10,6	3,4	39	17	2,8	10	23 400	1100	1200	1230
Экибастузское месторождение	СС	ССР	80	5,3	1,5	11,6	1,6	31	39	1	8	17 100	1400	1500	—
Райчихинское месторождение	Б2	Б2К, Б20, Б2Р, Б2МСШ	71	4,3	1,1	23	0,6	44	10,5	0,5	38,5	13 200	1100	1260	1290
Торф фрезерный	—	—	56,5	6	2,5	34,7	—	70	12,5	0,3	48,5	8 490	1070	1150	1200
Горючие сланцы (эстонские)	—	—	74	9,5	0,3	11,3	—	90	48+16,5*	1,8	13	10 350	1200	1400	1430
Мазут:															
малосернистый	—	—	87,7	11,1	1	1	0,2	—	0,15	0,4	2	38 800	—	—	—
высокосернистый	—	—	85,9	10,6	1	1	2,5	—	0,15	2,7	2,2	38 400	—	—	—

Таблица III.3. **Основные характеристики мазута**

Показатели	Марки мазута		
	40	100	200
Вязкость условная при температуре, °С (не более):			
80	8	15,5	—
100	—	—	6,5—9,5
Зольность, % (не более)	0,15	0,15	0,3
Содержание воды, % (не более)	2	2	1
Содержание серы, % (не более), в мазуте:			
малосернистом	0,5	0,5	0,5
сернистом	2	2	2
высокосернистом	3,5	3,5	3,5
Температура, °С:			
вспышки (не ниже)	90	110	140
застывания (не выше)	10	25	36
Содержание механических примесей, % (не более)	1	2,5	2,5

что обусловлено большим содержанием негорючих газов и малым содержанием горючих газов.

Природный газ является дешевым и высококалорийным топливом; он легко транспортируется по газопроводам на дальние расстояния. От месторождений к потребителям газ перекачивают с помощью компрессоров, повышающих его давление до 5—6 МПа.

Главные месторождения природного газа находятся в Ставрополье, Нижнем Поволжье, Западной Украине, Дагестане, Кубани, Бухаре и в Тюменской области.

Основные характеристики природных и искусственных горючих газов приведены в табл. III.4.

Таблица III.4. **Основные характеристики горючих газов**

Вид газа	Состав газа, %, по объему												Теплота сгорания газа $Q^с_н$, кДж/нм³
	H_2	CO_2	C_mH_m	CO_2	CO	H_2	CH_4	C_2H_4	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2	
Природный:													
ставропольский	—	0,1	—	—	—	—	98,3	0,1	0,2	0,1	—	0,9	33 370
дашевский	—	0,1	—	—	—	—	98,3	0,3	0,12	0,15	—	1	35 670
саратовский	—	0,8	—	—	—	—	89,3	2,5	1,5	0,7	0,5	1,7	34 040
курдюмский	—	—	—	—	—	—	92,2	0,8	—	0,1	—	6,9	33 660
ухтинский	—	0,3	—	—	—	—	88	1,9	0,2	0,3	—	9,3	31 260
краснодарский	—	1,2	—	—	—	—	87	5,9	1,5	1	0,1	3	35 460
шебелинский	—	0,1	—	0,2	—	—	92,9	4,1	0,8	0,3	0,3	1,6	34 830
тюменский	—	0,4	—	—	—	—	95,1	1,1	0,3	0,1	—	3	35 300
Искусственный:													
доменный	0,3	10,2	—	—	28,3	2,7	0,3	—	—	—	—	58,5	4 020
коксовый	0,4	2,3	1,9	0,8	6,8	57,5	22,5	—	—	—	—	7,8	16 570

§ 9. ГОРЕНИЕ ТОПЛИВА

Горение топлива — процесс химического соединения его горючих элементов с кислородом воздуха, сопровождающийся резким повышением температуры и выделением значительного количества тепла. В результате процесса горения топлива образуются газообразные продукты (дымовые газы) и очаговые остатки в виде золы.

Для обеспечения устойчивого горения топлива кроме подачи достаточного количества воздуха требуется предварительный его нагрев до определенной температуры, называемой *температурой воспламенения*. Каждое топливо в зависимости от химического состава имеет свою температуру воспламенения, °С:

торф	t=225
дрова	t=300
бурый уголь	t=300 ÷ 400
каменный уголь	t=450 ÷ 500
антрацит	t=700 ÷ 750

Как правило, чем больше выделяется летучих веществ при разложении топлива, тем ниже его температура воспламенения. Температура воспламенения жидкого топлива (мазута) 500°С и газообразного 600—700°С.

Процесс горения топлива условно можно разбить на несколько стадий.

При горении *твердого топлива* можно выделить три стадии: воспламенение (зажигание), активное горение и догорание. В первой стадии твердое топливо вначале подогревается, подсушивается и при температуре 105—110°С теряет свою влагу. При температуре около 150—180°С топливо начинает разлагаться на летучие вещества и твердый остаток—кокс. Этот процесс усиливается с повышением температуры и наиболее бурно протекает при температуре 300 — 400°С. При дальнейшем нагреве, когда температура становится равной температуре воспламенения, топливо загорается. После этого начинается стадия его активного горения, которая характеризуется высокой температурой (более 1000°С), наибольшим потреблением воздуха (кислорода) и максимальным выделением тепла. Большое потребление воздуха обусловлено тем, что в этот период происходит интенсивное горение кокса и особенно летучих, поэтому очень важно подавать в топку воздух концентрированно и в достаточном количестве.

На завершающей стадии горения догорают несгоревшие частицы топлива, при этом уменьшаются тепловыделения и снижается потребность в воздухе. Стадия догорания в большинстве случаев затягивается из-за обволакивания частиц кокса золой, затрудняющей доступ воздуха к ним, что особенно отчетливо наблюдается при сжигании топлива с легкоплавкой золой.

Горение *жидкого топлива* происходит в основном в парогазовой среде, т. е. после того, как в результате предварительного подогрева оно переходит из жидкого состояния в парообразное. Это объясняется тем, что температура кипения жидкого топлива значительно ниже температуры его воспламенения. Вначале испаряются и раньше воспламеняются легкие фракции жидкого топлива, а затем тяжелые. Интенсивность испарения топлива возрастает с увеличением площади испарения и количества подводимого тепла. Поскольку основная масса жидкого топлива сгорает в парообразном состоянии, то быстрота горения топлива определяется скоростью его испарения с поверхности. Скорость испарения резко увеличивается при распыливании топлива на отдельные капли с помощью специальных устройств — форсунок.

Процесс горения *газообразного топлива* по существу состоит из нескольких последовательных стадий: смешивание горючего газа и воздуха (образование горючей смеси), нагревание ее до температуры воспламенения и горение.

При теплотехнических расчетах процессов горения, проводимых при проектировании и контроле за работой котельных, нужно знать количество воздуха, необходимое для горения топлива, а также состав и количество образующихся газообразных продуктов. Данные для расчета можно получить из элементарных уравнений химических реакций горючих элементов топлива с кислородом воздуха. Ниже рассматриваются типичные реакции горения горючих элементов и механизм протекания процессов горения.

Горение углерода. Основной горючей частью топлива является углерод. В зависимости от условий сжигания топлива в процессе соединения углерода с кислородом образуются углекислый газ CO_2 (при полном сгорании) или окись углерода CO (при неполном сгорании). В последнем случае процесс горения (окисления) углерода является незаконченным (неполным), так как окись углерода может дополнительно сгореть и в результате образуется углекислый газ. При полном сгорании углерода химическая реакция протекает в соответствии с уравнением


$$C + O_2 = CO_2, \qquad (III.18)$$

т. е.


$$12 \text{ кг } C + 32 \text{ кг } O_2 = 44 \text{ кг } CO_2;$$

при пересчете на 1 кг C


$$1 \text{ кг } C + 2,67 \text{ кг } O_2 = 3,67 \text{ кг } CO_2 + 33705 \text{ кДж/кг}.$$

Из этого равенства следует, что для сжигания 1 кг углерода требуется 2,67 кг кислорода, при этом выделяется 3,67 кг углекислого газа и 33705 кДж/кг тепла.

При неполном сгорании углерода реакция его окисления выражается уравнением:



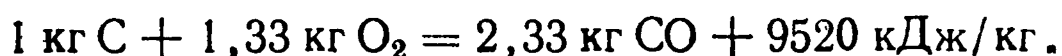
$$C + 0{,}5O_2 = CO, \qquad (III.19)$$

т. е.



$$12 \text{ кг } C + 16 \text{ кг } O_2 = 28 \text{ кг } CO;$$

при пересчете на 1 кг С



$$1 \text{ кг } C + 1{,}33 \text{ кг } O_2 = 2{,}33 \text{ кг } CO + 9520 \text{ кДж/кг}.$$

Как видно, при неполном сгорании 1 кг углерода потребляется 1,33 кг кислорода и образуется 2,33 кг окиси углерода, а выделяется только 9520 кДж/кг тепла, т. е. примерно в 3,4 раза меньше, чем при полном его сгорании. Поэтому очень важно при сжигании топлива не допускать образования окиси углерода, так как наличие ее в продуктах сгорания приводит к потере тепла, так называемой *потере тепла от химической неполноты сгорания.*

Горение водорода. Водород — один из цепных горючих элементов топлива. При его горении выделяется значительно больше тепла, чем при горении углерода.

Процесс горения водорода протекает по уравнению



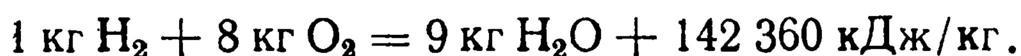
$$H_2 + 0{,}5O_2 = H_2O, \qquad (III.20)$$

т. е.



$$2 \text{ кг } H_2 + 16 \text{ кг } O_2 = 18 \text{ кг } H_2O;$$

при пересчете на 1 кг водорода



$$1 \text{ кг } H_2 + 8 \text{ кг } O_2 = 9 \text{ кг } H_2O + 142\,360 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, для окисления 1 кг водорода требуется 8 кг кислорода, при этом получается 9 кг воды и выделяется приблизительно 142 360 кДж/кг тепла.

Горение серы. При сгорании серы образуется сернистый газ SO_2, а химическая реакция протекает по уравнению



$$S + O_2 = SO_2, \qquad (III.21)$$

т. е.



$$32 \text{ кг } S + 32 \text{ кг } O_2 = 64 \text{ кг } SO_2;$$

при пересчете на единицу массы



$$1 \text{ кг } S + 1 \text{ кг } O_2 = 2 \text{ кг } SO_2 + 9045 \text{ кДж/кг}.$$

Таким образом, для сжигания 1 кг серы требуется 1 кг кислорода, в результате образуется 2 кг сернистого газа и выделяется примерно 9045 кДж/кг тепла.

Горение метана. Метан—основное горючее вещество природных газов. Уравнение горения метана в конечной стадии можно представить в виде



$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O, \qquad (III.22)$$

или

$$1\ \text{кг}\ CH_4 + 3{,}99\ \text{кг}\ O_2 = 2{,}74\ \text{кг}\ CO_2 + 2{,}25\ \text{кг}\ H_2O + 56\,100\ \text{кДж/кг}.$$

Приведенные уравнения реакций горения по существу выражают конечные результаты сгорания горючих элементов, входящих в состав топлива, и не отражают полностью механизма горения. В действительности процессы горения протекают значительно сложнее и сопровождаются рядом промежуточных химических превращений.

§ 10. КОЛИЧЕСТВО ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОЕ ДЛЯ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Количество воздуха, необходимое для полного сгорания 1 кг твердого (жидкого) или 1 нм³ газообразного топлива, определяют на основании реакции горения и рабочего состава топлива. При горении из воздуха используется только кислород. Для полного сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива требуется кислорода, кг/кг:

$$G_{O_2} = \frac{2{,}67C^p + 8H^p + S^p_л - O^p}{100},$$

где C^p, H^p, $S^p_л$ и O^p — содержание углерода, водорода, серы и кислорода в топливе, %.

Учитывая, что в сухом воздухе содержится кислорода по массе примерно 23%, а по объему 21%, количество воздуха L_0, кг, расходуемое при полном сжигании 1 кг топлива, составит:

$$L_0 = \frac{2{,}67C^p + 8H^p + S^p_л - O^p}{0{,}23 \cdot 100} = 0{,}115C^p + 0{,}345H^p + 0{,}043\left(S^p_л - O^p\right). \qquad (III.23)$$

Расход воздуха принято измерять в объемных единицах—кубических метрах. Приняв плотность воздуха при нормальных условиях (давление 101,08 кПа, температура $t = 0°C$) равной 1,293 кг/нм³, определим теоретически необходимый объем воздуха для сжигания 1 кг топлива V_0, нм³/кг:

$$V_0 = \frac{L_0}{1{,}293} = 0{,}089C^p + 0{,}266H^p + 0{,}033\left(S^p_л - O^p\right). \qquad (III.24)$$

Теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газообразного топлива, нм³/нм³ определяется по уравнению

$$V_0 = 0{,}0476\left[0{,}5CO + 0{,}5H_2 + 1{,}5H_2S + \Sigma\left(m + \frac{n}{4}\right)C_mH_n - O_2\right], \quad (III.25)$$

где $\Sigma(m+n/4)C_mH_n$ — различные углеводороды, входящие в состав газа, %.

Количество воздуха, вычисленное по уравнениям (III.24) и (III.25), является минимальным для обеспечения полного сгорания топлива при условии, что весь кислород, содержащийся в воздухе и топливе, будет использован при горении.

В реальных условиях для обеспечения полного сгорания топлива приходится подавать значительно большее количество воздуха, чем теоретически необходимое. Это объясняется несовершенством организации процессов горения топлива в топках и главным образом недостаточно тщательным смешиванием топлива с воздухом, из-за чего часть воздуха не участвует в горении и удаляется из котла вместе с продуктами сгорания. В связи с этим возникает недостаток воздуха (кислорода), что ведет к неполноте сгорания горючих элементов топлива.

Отношение действительного количества воздуха $V_д$, нм³/кг, расходуемого на горение топлива, к теоретически необходимому V_0 называется *коэффициентом избытка воздуха*, т. е.

$$\alpha = \frac{V_д}{V_0},$$

откуда

$$V_д = \alpha V_0. \quad (III.26)$$

Коэффициент избытка воздуха всегда больше единицы ($\alpha = 1{,}1 \div 1{,}5$) и зависит от сорта сжигаемого топлива, способа его сжигания, а также конструктивных особенностей топочного устройства. При сжигании жидкого и газообразного топлива коэффициент α имеет меньшие значения, при сжигании твердого кускового топлива—большие значения.

При движении дымовых газов по газовому тракту коэффициент избытка воздуха изменяется от минимального значения (в топке) до максимального (у основания дымовой трубы), что обусловлено подсосом воздуха через неплотности кладки (обмуровки) и разрежением в газоходах котла. В связи с этим различают коэффициент избытка воздуха в топке, за котлом, экономайзером и т. д. Величина подсоса воздуха $\Delta\alpha$ для разных участков газохода различна:

для пароперегревателя	0,05
» испарительной поверхности	0,1
» экономайзера	0,08—0,1

Для эксплуатируемых котельных коэффициент избытка воздуха может быть установлен путем анализа дымовых газов, а для проектируемых им задаются на основе опытных данных.

§ 11. ПРОДУКТЫ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

В процессе горения топлива образуются газообразные продукты сгорания—*дымовые газы,* в состав которых при полном сгорании входят: углекислый газ CO_2, сернистый газ SO_2, кислород O_2, азот N_2 и водяные пары H_2O. При неполном сгорании топлива, происходящем главным образом при недостатках воздуха и плохом перемешивании топлива с воздухом, в дымовых газах, кроме указанных составляющих, могут содержаться еще горючие газы—окись углерода CO, а иногда водород H_2 и метан CH_4. При нормальном процессе горения топлива в топке в продуктах сгорания содержатся только сравнительно небольшие количества окиси углерода, а водород и метан отсутствуют.

Таким образом, полный объем $V_г$, нм³/кг, продуктов сгорания 1 кг топлива составляет

$$V_г = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}, \qquad (III.27)$$

или в процентах по объему

$$CO_2 + SO_2 + CO + O_2 + N_2 + H_2O = 100\%, \qquad (III.28)$$

где V_{CO_2}, V_{SO_2}, V_{CO} и т. д. — объемы соответствующих газов в продуктах сгорания, получаемых при сжигании 1 кг топлива, нм³/кг.

При полном сгорании топлива в указанных равенствах $CO = 0$.

Для удобства подсчетов объем дымовых газов разделяют на объем сухих газов и объем водяных паров

$$V_г = V_{с.г} + V_{в.п}. \qquad (III.29)$$

При этом объем и состав сухих газов выражаются следующим образом:

$$V_{с.г} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{N_2} + V_{O_2}. \qquad (III.30)$$

Обычно состав трехатомных газов CO_2 и SO_2 условно принято обозначать общей величиной RO_2, %, т. е.

$$RO_2 = CO_2 + SO_2. \qquad (III.31)$$

Это объясняется тем, что на практике при определении состава продуктов сгорания с помощью специального прибора—*газоанализатора* газы CO_2 и SO_2 поглощаются одновременно и одним и тем же веществом. Газовым анализом можно также установить содержание кислорода, окиси углерода и других газов.

По составу дымовых газов могут быть определены объем сухих газов, нм³/кг

$$V_{с.г} = 1,86\,\frac{C^р + 0,375\,S^р_л}{RO_2 + CO} \qquad (III.32)$$

и коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{21}{21 - 79\dfrac{O_2 - 0,5\,CO}{N_2}}. \qquad (III.33)$$

Содержание CO, %, может быть найдено по формуле

$$CO = \frac{21 - \beta RO_2 - (RO_2 + O_2)}{0,605 + \beta}, \qquad (III.34)$$

где β — коэффициент, зависящий от вида топлива:

$$\beta = 2,37\,\frac{H^р - 0,126\,O^р}{C^р + 0,375\,S^р_л}. \qquad (III.35)$$

Содержание трехатомных газов RO_2, %, в продуктах сгорания также может быть определено по формуле

$$RO_2 = \frac{1659}{\alpha\,(100\,\beta + 79) - 21\,\beta}. \qquad (III.36)$$

Объем сухих газов, получаемых при сжигании 1 кг топлива, может быть выражен в зависимости от состава топлива

$$V_{с.г} = 0,0186\left(C^р + 0,375\,S^р_л\right) + (\alpha - 0,21)\,V_0, \qquad (III.37)$$

а объем водяных паров $V_{в.п}$, нм^3/кг, в продуктах сгорания определяется выражением

$$V_{в.п} = 0,111\,H^р + 0,0124\,W^р + 0,016\,\alpha V_0 + 1,24\,W_ф, \qquad (III.38)$$

где $C^р$, $S^р_л$, $H^р$, $W^р$ — содержание углерода, серы, водорода и влаги в топливе, %; α — коэффициент избытка воздуха; V_0 — теоретически необходимое количество воздуха, нм^3/кг; $W_ф$ — расход водяного пара на 1 кг сжигаемого топлива, равный при паровом дутье 0,7—0,8 кг или при распылении мазута 0,2—0,4 кг; при отсутствии парового дутья и сжигании топлива других видов (не мазута) $W_ф = 0$.

Для определения полного объема продуктов сгорания, образующихся при сгорании 1 кг топлива, на основании зависимостей (III.29), (III.32), (III.37) и (III.38) можно составить следующие формулы:

$$V_г = 1,86\,\frac{C^р + 0,375\,S^р_л}{RO_2 + CO} + 0,111H^р + 0,0124\,W^р + $$
$$+ 0,016\,\alpha V_0 + 1,24\,W_ф \qquad (III.39)$$

или

$$V_г = 0,0186\left(C^р + 0,375\,S^р_л\right) + (\alpha - 0,21)\,V_0 + 0,111\,H^р + 0,0124\,W^р +$$
$$+ 0,016\,\alpha V_0 + 1,24\,W_ф. \qquad (III.40)$$

§ 12. ЭНТАЛЬПИЯ (ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ) ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Продукты сгорания топлива имеют сравнительно высокую температуру и содержат в себе достаточно много тепла.

Количество тепла, которое содержится в продуктах сгорания, образующихся при сжигании 1 кг твердого или жидкого, либо 1 нм³ газообразного топлива, называется *энтальпией продуктов сгорания* и измеряется в кДж/кг или кДж/нм³:

$$I = \Sigma (Vct). \qquad \text{(III.41)}$$

Энтальпия газов численно равна сумме произведений объемов отдельных газов V, образующихся при сгорании 1 кг топлива, на их среднюю теплоемкость c и температуру t.

Общее уравнение (III.41) может быть представлено в виде

$$I = \left(V_{с.г} \overset{t}{\underset{0}{c}}_{с.г} + V_{в.п} \overset{t}{\underset{0}{c}}_{в.п}\right) t, \qquad \text{(III.42)}$$

где $V_{с.г}$ и $V_{в.п}$ — объем сухих газов и водяных паров в продуктах сгорания топлива, нм³/кг; $\overset{t}{\underset{0}{c}}_{в.п}$, $\overset{t}{\underset{0}{c}}_{с.г}$ — средняя объемная теплоемкость соответственно водяных паров и сухих газов, кДж/(м³·°С).

Средняя объемная теплоемкость сухих газов определяется как средневзвешенная величина в зависимости от количества трех- и двухатомных газов, т. е.

$$\overset{t}{\underset{0}{c}}_{с.г} = \overset{t}{\underset{0}{c}}_{RO_2} \frac{RO_2}{100} + \overset{t}{\underset{0}{c}}_{R_2} \frac{100 - RO_2}{100}. \qquad \text{(III.43)}$$

Значения средних объемных теплоемкостей приведены в табл. III.5.

Таблица III.5. **Средняя теплоемкость сухих газов, кДж/(м³·°С)**

t, °С	RO_2	H_2O	R_2 (сухой воздух)	t, °С	RO_2	H_2O	R_2 (сухой воздух)
0	1,6660	1,4943	1,2971	1000	2,2197	1,7229	1,4097
100	1,7508	1,5052	1,3004	1100	2,2479	1,75501	1,4214
200	1,8375	1,5223	1,3071	1200	2,2638	1,7769	1,4327
300	1,9088	1,5424	1,3172	1300	2,2898	1,8028	1,4432
400	1,9738	1,5654	1,3289	1400	2,3136	1,8280	1,4528
500	2,0283	1,5897	1,3427	1500	2,3354	1,8527	1,4620
600	2,0775	1,6148	1,3565	1600	2,3555	1,8761	1,4708
700	2,1202	1,6412	1,3708	1700	2,3743	1,8996	1,4788
800	2,1311	1,6680	1,3842	1800	2,3915	1,9213	1,4867
900	2,1692	1,6957	1,3976	1900	2,4074	1,9423	1,4939

При определении энтальпии дымовых газов приходится выполнять ряд трудоемких расчетов. При тепловом расчете котлов для облегчения обычно строят диаграмму I—t, которая

позволяет определить энтальпию газов при любой температуре.

Построение I—t-диаграммы производится следующим образом. Аналитически для принятого избытка воздуха вычисляют энтальпии газов для двух или трех температур, характерных для того и иного газохода. Затем в определенном масштабе по оси ординат откладывают значения энтальпии, а по оси абсцисс—соответствующие им температуры; через полученные точки проводят прямую линию. Более точная зависимость энтальпии от температуры имеет слабокриволинейный характер, но на практике зависимость энтальпии от температуры обычно принимают прямолинейной.

§ 13. ПРОСТЕЙШАЯ СХЕМА ТОПОЧНОГО УСТРОЙСТВА

Устройства, предназначенные для сжигания топлива, называются *топками, или топочными устройствами*. Для уяснения основных понятий о работе топок рассмотрим простейшую схему топочного устройства — топку с простой колосниковой решеткой для сжигания твердого топлива (рис. III.1).

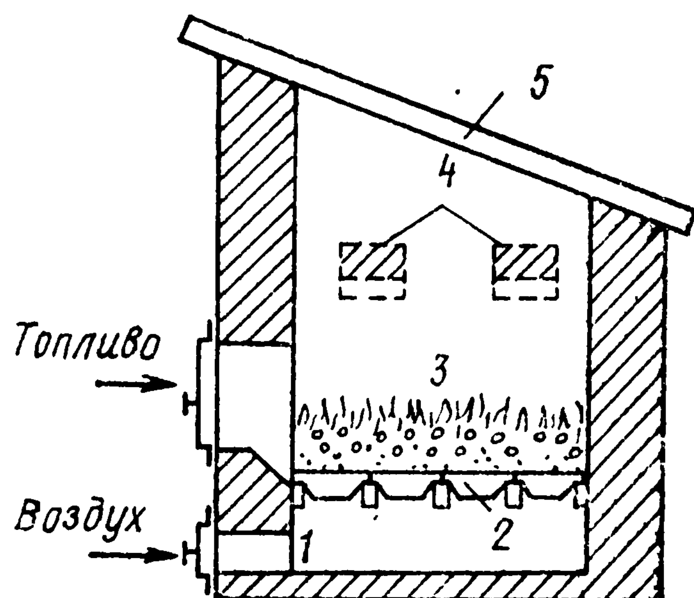


Рис. III.1. Схема топки с простой колосниковой решеткой

Топка состоит из колосниковой решетки *2*, на которой расположен слой горящего топлива, топочного пространства *3*, где сгорают летучие горючие вещества, и зольника (поддувала) *1*, откуда к топливу поступает воздух. Кроме того, имеются две дверцы — верхняя и нижняя: первая служит для подачи свежего топлива в топку, шуровки (шевеления слоя), а также для удаления золы и шлака; через нижнюю дверцу с помощью вентилятора или за счет тяги подается воздух, необходимый для горения топлива.

При сжигании топлива с повышенной влажностью в топочном пространстве могут быть установлены отражательные своды *4*, которые уменьшают излучение тепла от горящего слоя и тем самым улучшают подсушку свежезаброшенного топлива, обеспечивая его более быстрое загорание. Дымовые газы из топки проходят между трубами *5* котла.

Колосниковая решетка выполняется в виде полотна, состоящего из отдельных колосников, которые размещаются на балках. Колосники бывают неподвижные, поворотные и покачивающиеся. Формы применяемых колосников весьма разнообразны; наибольшее распространение получили брусчатые и плиточные (рис. III.2).

Колосники имеют ребра, обеспечивающие жесткость, а также отвод тепла от колосников и отверстия для прохода и равномерного распределения воздуха. Сумма всех площадей отверстий (щелей) в колосниковой решетке составляет ее живое сечение, выражаемое в процентах от полной площади решетки. Небольшое живое сечение решетки (5—15%) имеют плиточные колосники, применяемые при сжигании мелкозернистых видов

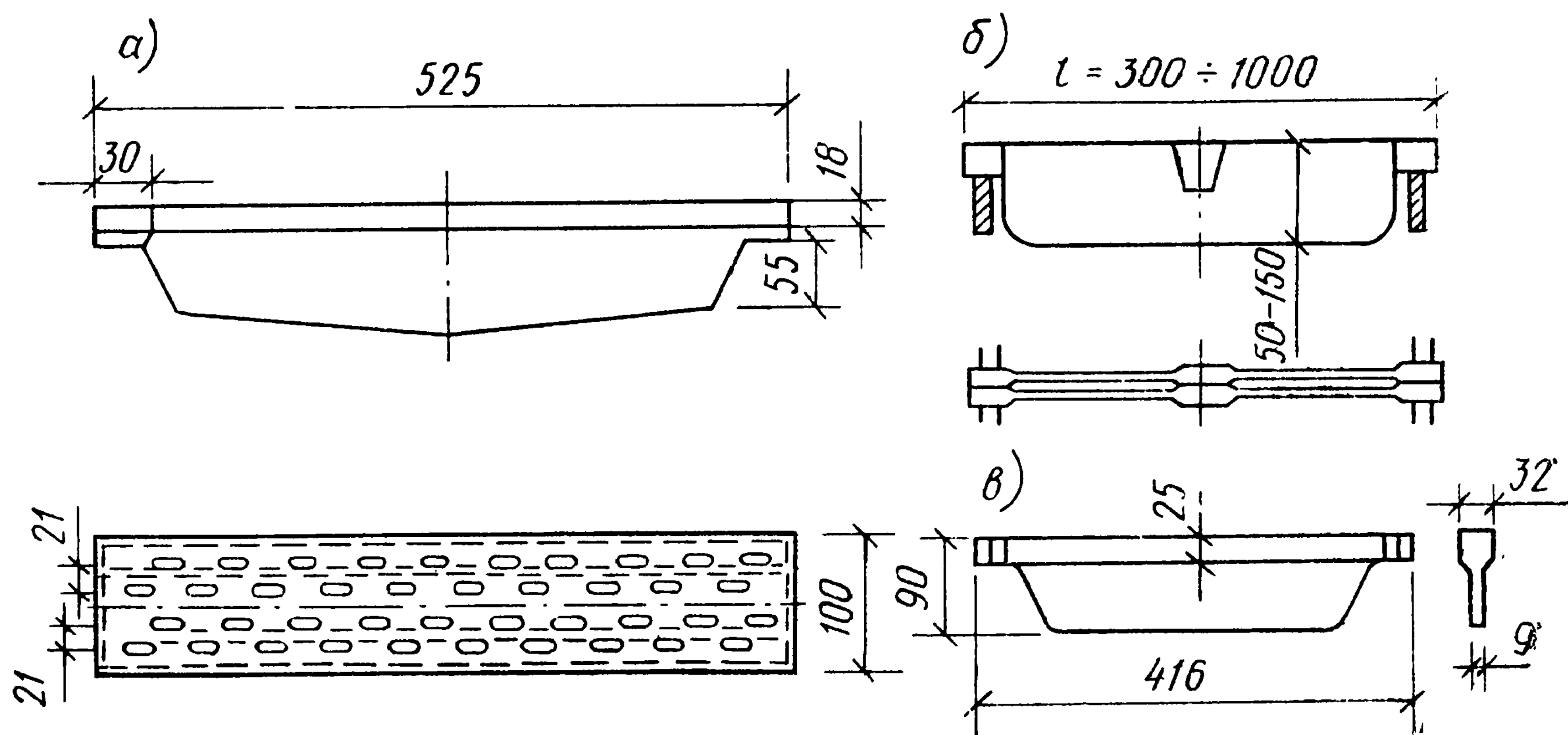


Рис. III.2. Конструкции колосников
а — плиточный; *б* — простой брусчатый; *в* — волнистый брусчатый

топлива со значительным содержанием мелочи. При сжигании крупнокускового топлива (торф, дрова) используют брусчатые колосники с живым сечением решетки 20—40%.

Ширина колосниковой решетки, как правило, равна ширине котла. Длина ее зависит от теплопроизводительности котла и, исходя из условий удобства обслуживания ручных топок, не должна превышать 2—2,5 м.

Ручная топка с простой горизонтальной колосниковой решеткой работает следующим образом. Кочегар периодически (через 15—20 мин) подает топливо в топку. Свежее топливо, попав на горящий слой, вначале нагревается, подсушивается, а затем газифицируется и воспламеняется. Образующиеся летучие горючие вещества горят в топочном объеме, а кокс сгорает в слое на колосниках. Образующиеся при горении золу и шлак периодически (один-два раза в смену) удаляют из топки. В ручных топках из-за периодичности подачи топлива процесс горения систематически нарушается, так как при каждой загрузке топлива понижается температура, что приводит к неполному сгоранию топлива. Коэффициент избытка воздуха в топке переменный и зависит от толщины слоя топлива.

Обслуживание указанных топок требует затрат физического труда, поэтому в настоящее время большинство ручных топок частично механизировано.

Достоинством топок с простой колосниковой решеткой является простота конструкции; кроме того, в них создаются хорошие условия для подготовки топлива к горению и зажиганию.

Топки с простой колосниковой решеткой применяют для сжигания твердого топлива различных видов под паровыми и водогрейными котлами малой мощности.

§ 14. ТЕПЛОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ТОПОК

Работа топочных устройств характеризуется следующими показателями: мощностью, тепловыми нагрузками колосниковой решетки и топочного объема, а также коэффициентом полезного действия.

Тепловая мощность топки—это количество тепла Q, кВт, выделяемого в ней за единицу времени

$$Q = BQ_{н}^{р}, \qquad (III.44)$$

где B — количество сжигаемого топлива за единицу времени, кг; $Q_{н}^{р}$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Тепловая нагрузка на колосниковую решетку (видимое тепловое напряжение зеркала горения) $\frac{Q}{R}$, кВт/м^2, выражает количество тепла, выделяющегося за 1 с с 1 м^2 зеркала горения, т. е. площади решетки, на которой происходит горение топлива

$$\frac{Q}{R} = \frac{BQ_{н}^{р}}{R}, \qquad (III.45)$$

где R — площадь зеркала горения колосниковой решетки, м^2.

Величина $\frac{Q}{R}$ зависит от сорта топлива и конструкции топки и колеблется от 1160 до 1750 кВт/м^2.

Тепловая нагрузка топочного пространства (видимое тепловое напряжение топочного объема) $\frac{Q}{V_{т}}$, кВт/м^3, выражается отношением

$$\frac{Q}{V_{т}} = \frac{BQ_{н}^{р}}{V_{т}}, \qquad (III.46)$$

где $V_{т}$ — объем топочного пространства, м^3.

Объем топочного пространства (объем, ограниченный снизу слоем топлива, сверху—трубами котла, а с боков—стенами кладки топки) при сжигании твердого топлива на колосниковой решетке равен:

$$V_{т} = Rh, \qquad (III.47)$$

где h — высота топочного пространства, м.

При сжигании газообразного или жидкого топлива устройство топки значительно упрощается, так как в этом случае отсутствует колосниковая решетка; топка приобретает вид камеры, куда с помощью горелок или форсунок подается топливо. Интенсивность работы таких топок оценивается тепловым напряжением топочного объема $\frac{Q}{V_т}$, величина которого зависит от вида топлива, конструкции топки и изменяется в пределах 170—600 кВт/м^3.

При горении топлива в топке наблюдаются потери тепла от химической и механической неполноты сгорания, в окружающую среду и с физическим теплом золы и шлака.

Коэффициент полезного действия топки $\eta_т$, %, выражается уравнением

$$\eta_т = 100 - \left(q_3 + q_4 + q_5^т + q_6\right), \tag{III.48}$$

где q_3 и q_4 — потери тепла соответственно от химической и механической неполноты сгорания, %; $q_5^т$ и q_6 — потери тепла топкой в окружающую среду и с физическим теплом шлака, %.

Потери тепла от химической неполноты сгорания q_3 определяются содержанием в дымовых газах окиси углерода CO: чем больше в продуктах горения CO, тем потери тепла значительнее. Повышенное содержание CO обусловлено недостатком воздуха, малым объемом и низкой температурой в топке, плохим перемешиванием топлива с воздухом и др. Для уменьшения потерь тепла от химического недожога нужно подавать требуемое количество воздуха и обеспечивать правильное его распределение, поддерживать необходимую температуру в топке и т. д.

Потери тепла от механической неполноты сгорания топлива q_4 обусловлены наличием несгоревших частиц топлива в золе и шлаках, а также уносом несгоревших мелких его частиц с дымовыми газами. Эта потеря тепла зависит от вида и сорта топлива, конструкции колосниковой решетки, а также от условий эксплуатации топки. Для снижения потери тепла вследствие механического недожога не следует допускать выгреба со шлаком и уноса с дымовыми газами несгоревших частиц топлива, провала топлива через колосники и т. д.

Потеря тепла с физическим теплом шлаков q_6 зависит главным образом от зольности топлива и при сравнительно небольшом ее значении этой потерей тепла пренебрегают.

Потеря тепла топкой в окружающую среду $q_5^т$ обусловлена передачей тепла окружающему воздуху наружными стенами топки, температура которых значительно выше, чем воздуха.

Коэффициент полезного действия топки при сжигании газообразного или жидкого топлива, в котором отсутствует зола ($q_4=0$ и $q_6=0$), можно определять по выражению:

$$\eta_т = 100 - \left(q_3 + q_5^т\right). \tag{III.49}$$

§ 15. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА

При работе котла часть тепла, выделяющегося при сжигании топлива, безвозвратно теряется, что обусловлено несовершенством как процессов горения, так и используемого оборудования.

Соотношения между полным поступлением тепла в котел, полезно использованным теплом в нем и тепловыми потерями выражаются *тепловым балансом котельного агрегата.* Для работающих котлов тепловой баланс составляется на основании их тепловых испытаний, а при расчетах—по нормативным данным. Обычно тепловой баланс составляют для установившегося режима на 1 кг сожженного топлива и представляют в виде уравнения

$$Q_р^р = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad \text{(III.50)}$$

где $Q_р^р$ — располагаемое или внесенное в котлоагрегат тепло, кДж/кг; Q_1 — полезно использованное тепло, расходуемое на образование пара или нагрев воды, кДж/кг; Q_2 — потеря тепла с уходящими газами, кДж/кг; Q_3 и Q_4 — потери тепла от химической и механической неполноты сгорания топлива, кДж/кг; Q_5 — потеря тепла элементами котлоагрегата в окружающую среду, кДж/кг; Q_6 — потеря тепла с физическим теплом шлаков, кДж/кг.

Правая часть уравнения (III.50), за исключением полезно использованного тепла Q_1, состоит из потерь тепла в котельном агрегате.

В большинстве случаев $Q_р^р = Q_н^р$, а при составлении баланса для жидкого и газообразного топлива $Q_4=0$ и $Q_6=0$.

Разделив обе части уравнения (III,50) на $Q_н^р$ и умножив на 100, получим выражение теплового баланса в процентах

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad \text{(III.51)}$$

в котором отношение $q_1 = \frac{Q_1}{Q_н^р} 100$ численно равно коэффициенту полезного действия котельного агрегата $\eta_к$, %,

$$\eta_к = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \quad \text{(III.52)}$$

Уравнение (III.52) может быть представлено также в виде отношения полезно использованного в котле тепла к затраченному

$$\eta_к = \frac{Q_п}{BQ_н^р} 100, \quad \text{(III.53)}$$

где $Q_п$ — полезно использованное тепло, кДж/ч; B — количество топлива, сожженного в течение 1 ч, кг; $Q_н^р$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Полезно использованное тепло определяют по формулам: для паровых котельных

$$Q_п = D(i_п - i_{п.в});$$

для водогрейных котельных

$$Q_п = cG(t_2 - t_1),$$

где D — часовая производительность котла, кг/ч; $i_п$ и $i_{п.в}$ — энтальпия вырабатываемого пара и питательной воды, кДж/кг; G — количество воды, проходящей через водогрейный котел, кг/ч; t_1, t_2 — температура воды соответственно на входе и выходе из котла, °С; c — средняя теплоемкость воды, кДж/(кг·°С).

Подставив в выражение (III.53) значение $Q_п$ для паровой котельной, получим

$$\eta_к = \frac{D(i_п - i_{п.в})}{BQ_н^р} 100. \quad (III.54)$$

Отношение

$$D/B = И, \quad (III.55)$$

называемое *видимой испарительной способностью топлива*, выражает количество пара, получаемого при сжигании 1 кг топлива.

Потери тепла с уходящими газами Q_2, кДж/кг, или q_2, %, определяют по формулам:

$$Q_2 = (V_{с.г}\, c_{с.г} + V_{в.п}\, c_{в.п})\, t_{ух} - Q_{возд} - Q_{топ} - Q_ф; \quad (III.56)$$

$$q_2 = \frac{(V_{с.г}\, c_{с.г} + V_{в.п}\, c_{в.п})\, t_{ух} - Q_{возд} - Q_{топ} - Q_ф}{Q_н^р} 100, \quad (III.57)$$

где

$$Q_{возд} = \alpha_{ух} V_0\, c_{возд}\, t_{возд}; \quad (III.58)$$

$Q_{возд}$ — тепло, вносимое с воздухом, кДж/кг; $\alpha_{ух}$ — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах; V_0 — теоретически необходимое количество воздуха, нм³/кг; $c_{возд}$ и $t_{возд}$ — теплоемкость и температура воздуха.

Физическое тепло топлива $Q_{топ}$, кДж/кг, определяется выражением

$$Q_{топ} = c_т\, t_т. \quad (III.59)$$

Теплоемкость твердого и газообразного топлива $c_т = 1{,}05$ кДж/(кг·°С), жидкого $c_т = 2{,}1$ кДж/(кг·°С).

Температура для твердого топлива $t_т$ принимается равной температуре воздуха в котельной, а температура жидкого топлива (мазута) 50—100°С.

При распыливании жидкого топлива (мазута) паром в дымовые газы вносится тепло распыливающего пара $Q_ф$, кДж/кг

$$Q_ф = W_ф(i - 2512), \quad (III.60)$$

где $W_ф$ — расход пара на распыливание, кг/кг; i — энтальпия пара, кДж/кг.

Формулы (III.56) и (III.57) существенно упрощаются в тех случаях, когда отсутствует паровое распыливание ($W_ф=0$). Кроме того, для упрощения расчетов зачастую не учитывают физическое тепло топлива $Q_{топ}$ и тепло, вносимое с воздухом, $Q_{возд}$, при отсутствии воздухоподогревателя. Тогра формула для определения потери тепла с уходящими газами будет иметь упрощенный вид:

$$q_2 = \frac{(V_{с.г}\, c_{с.г} + V_{в.п}\, c_{в.п})\, t_{ух}}{Q^р_н} 100 \qquad (III.61)$$

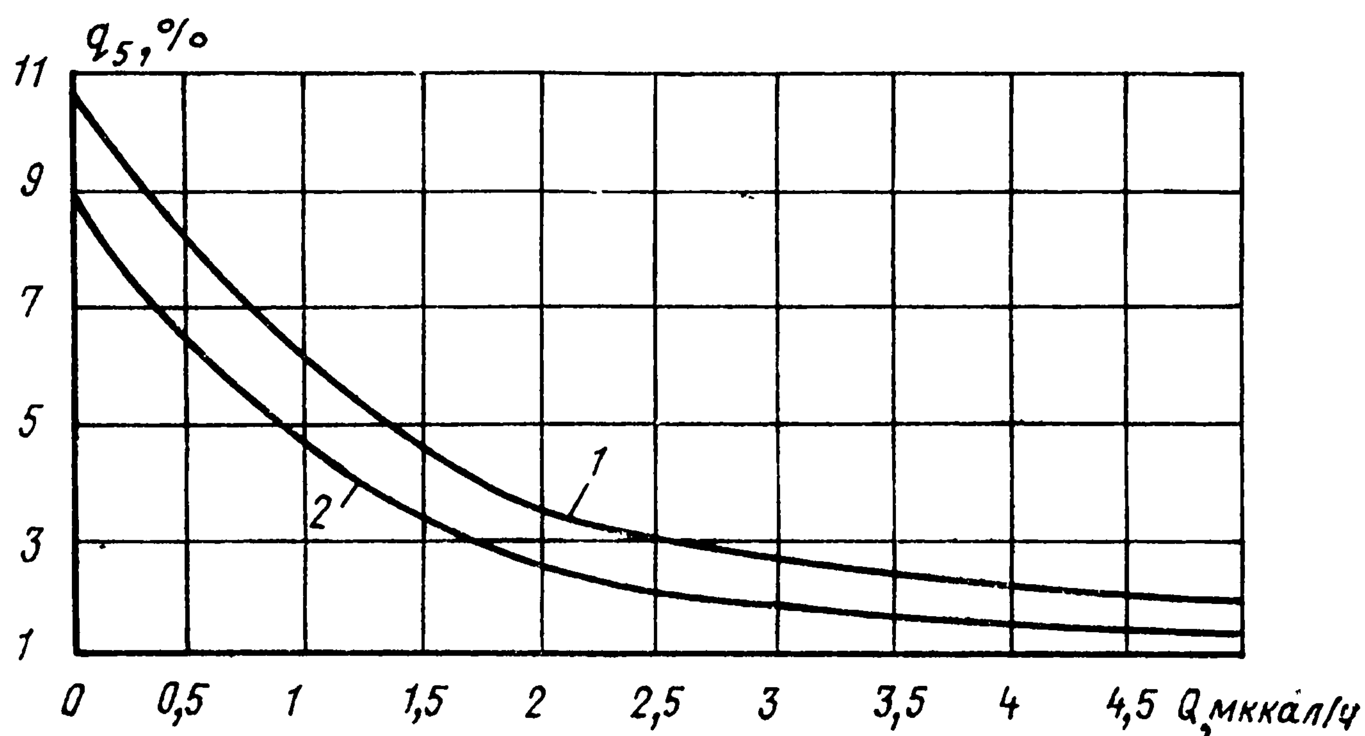


Рис. III.3. Зависимость потери тепла в окружающую среду от теплопроизводительности котла при работе с экономайзером *1* и без экономайзера *2*

Потеря тепла с уходящими газами тем значительнее, чем больше их температура и количество, которые зависят от многих факторов.

Температура уходящих газов повышается при загрязнении поверхности нагрева снаружи золой и сажей и образовании накипи внутри. Для понижения температуры уходящих газов, а следовательно, уменьшения потери q_2, на пути движения дымовых газов принято устанавливать дополнительные поверхности нагрева: экономайзеры и воздухоподогреватели.

Количество газов зависит от избытка воздуха и возрастает вследствие его подсоса через неплотности в обмуровке котла. При этом коэффициент избытка воздуха в уходящих газах постепенно повышается и становится больше, чем в топке. В котле воздух нагревается и, смешиваясь с уходящими газами, удаляется в атмосферу, что приводит к увеличению потери q_2.

Таким образом, на практике для уменьшения потери q_2 необходимо следить за плотностью обмуровки котла, чистотой поверхности нагрева, исправностью перегородок между газоходами в котле, а также вести процесс горения с наименьшим коэффициентом избытка воздуха.

Потеря тепла q_5 представляет собой отдачу части тепла нагретыми наружными поверхностями (обмуровкой) котлоагрегата в окружающую среду и зависит от теплопроводных свойств обмуровки, ее состояния, температуры, а также от производительности котла. С увеличением паропроизводительности котлоагрегатов существенно повышается их компактность, поэтому потеря тепла в окружающую среду у котлов большой мощности меньше, чем у котлов небольшой мощности.

Потери тепла q_5 можно определить по графику (рис. III.3), построенному по результатам обработки многочисленных опытных данных.

Из полной потери тепла в окружающую среду обычно условно выделяют потерю топкой $q_5^т$, которую ориентировочно принимают равной половине всей потери, т. е. $q_5^т = 0{,}5\ q_5$.

Пример III.2. Определить КПД котла и топки при известных потерях тепла: с уходящими газами $q_2=9\%$, от химического недожога $q_3=1\%$, от механической неполноты сгорания $q_4=2{,}5\%$, в окружающую среду $q_5=1{,}5\%$ и со шлаком $q_6=1\%$.

Полная потеря тепла котлом составит:

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 = 9 + 1 + 2{,}5 + 1{,}5 + 1 = 15\%.$$

Коэффициент полезного действия котла

$$\eta_к = 100 - \Sigma q = 100 - 15 = 85\%.$$

Потеря тепла в топке при $q_5^т = 0{,}5\ q_5$ будет равна:

$$\Sigma q = q_3 + q_4 + q_5^т + q_6 = 1 + 2{,}5 + 0{,}5 \cdot 1{,}5 + 1 = 5{,}25\%.$$

Коэффициент полезного действия топки

$$\eta_т = 100 - \left(q_3 + q_4 + q_5^т + q_6\right) = 100 - 5{,}25 = 94{,}75\%.$$

Пример III.3. Определить часовой расход топлива в котельной с тремя котлами паропроизводительностью $D=10$ т/ч и параметрами пара $p = 1{,}4$ МПа и $t=250°$ С. Теплота сгорания сжигаемого топлива $Q_н^р = 18\,423$ кДж/кг, температура питательной воды 80° С и КПД котла $\eta_к = 85\%$.

$$B = 3\ \frac{D \cdot 1000\,(i_н - i_{п.в})}{Q_н^р\,\eta_к} = 3\ \frac{10 \cdot 1000\,(2927 - 335)}{18\,423 \cdot 0{,}85} = 4965\ кг/ч,$$

где $i_н=2927$ и $i_{п.в}=335$ кДж/кг — энтальпии соответственно пара и питательной воды, определяемые по таблицам водяного пара.

§ 16. КЛАССИФИКАЦИЯ ТОПОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

По способу сжигания топлива все топочные устройства (топки) можно разделить на *слоевые,* в которых твердое топливо сжигается в слое на решетке, *камерные (факельные),* где топливо в смеси с воздухом сгорает во взвешенном состоянии (объеме), и *факельно-слоевые,* когда одна часть топлива (мел-

кие фракции) горит во взвешенном состоянии, другая (более крупные куски)—в слое на решетке.

В слоевых топках сжигается исключительно твердое топливо; в камерных—газообразное и жидкое, а также твердое топливо в виде пыли; в факельно-слоевых—твердое топливо с большим содержанием мелких фракций (фрезерный торф, древесные отходы и др.).

В зависимости от расположения по отношению к поверхности нагрева котла топки бывают: *внутренние*, устанавливаемые внутри котла (например, в жаротрубных котлах); *нижние*, размещаемые под котлом; *выносные*, располагаемые за пределом обогреваемой поверхности котла.

Слоевые топки

Слоевые топки по степени механизации трех топочных операций—подачи топлива, шуровки слоя и удаления золы и шлака—разделяются на ручные, полумеханические и механические.

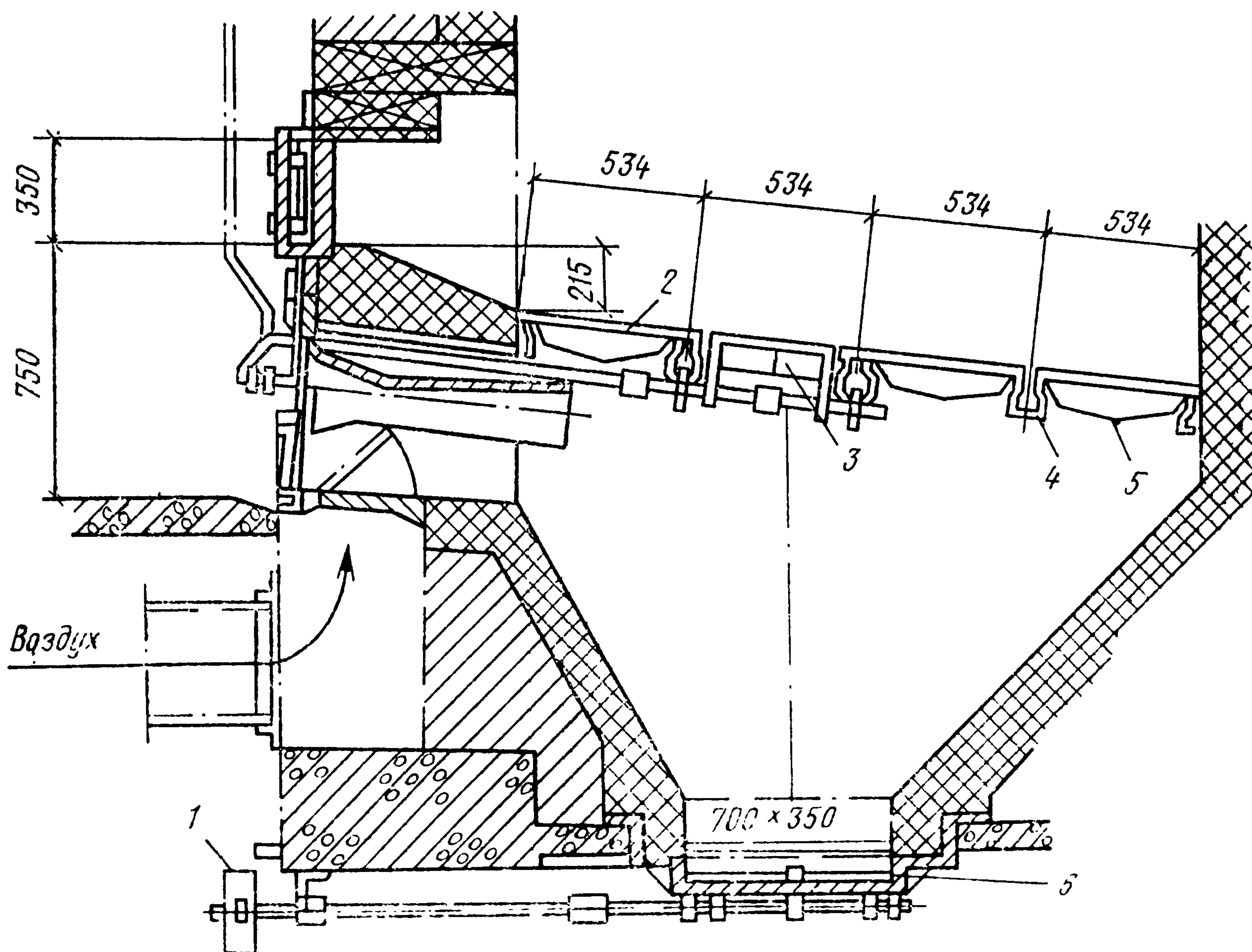


Рис. III.4. Ручная топка с опрокидными колосниками

Ручные топки. В ручных топках все топочные операции выполняются вручную.

На рис. III.4 показана ручная топка с опрокидными колосниками для сжигания антрацита и каменных углей. Топка имеет колосниковую решетку *2*, которая состоит из опрокидных *3* и

неподвижных *5* плиточных колосников, укладываемых на балки *4*. Решетку устанавливают под углом 3—6,5° к горизонту.

Зола и шлак попадают в бункер через отверстие, образуемое опрокидными колосниками *3*, а через шлаковый затвор *6* — в вагонетку. Шлаковый затвор открывается с помощью специального привода *1*.

В топку топливо подается вручную через загрузочную дверцу. Для интенсификации процесса горения топка оборудована комбинированным дутьем: воздушное—от вентилятора, пароcтруйное—от пароструйного прибора. Давление воздуха под решеткой при сжигании антрацита и бурых углей должно быть не менее 1 кПа, каменных углей—0,7—0,8 кПа.

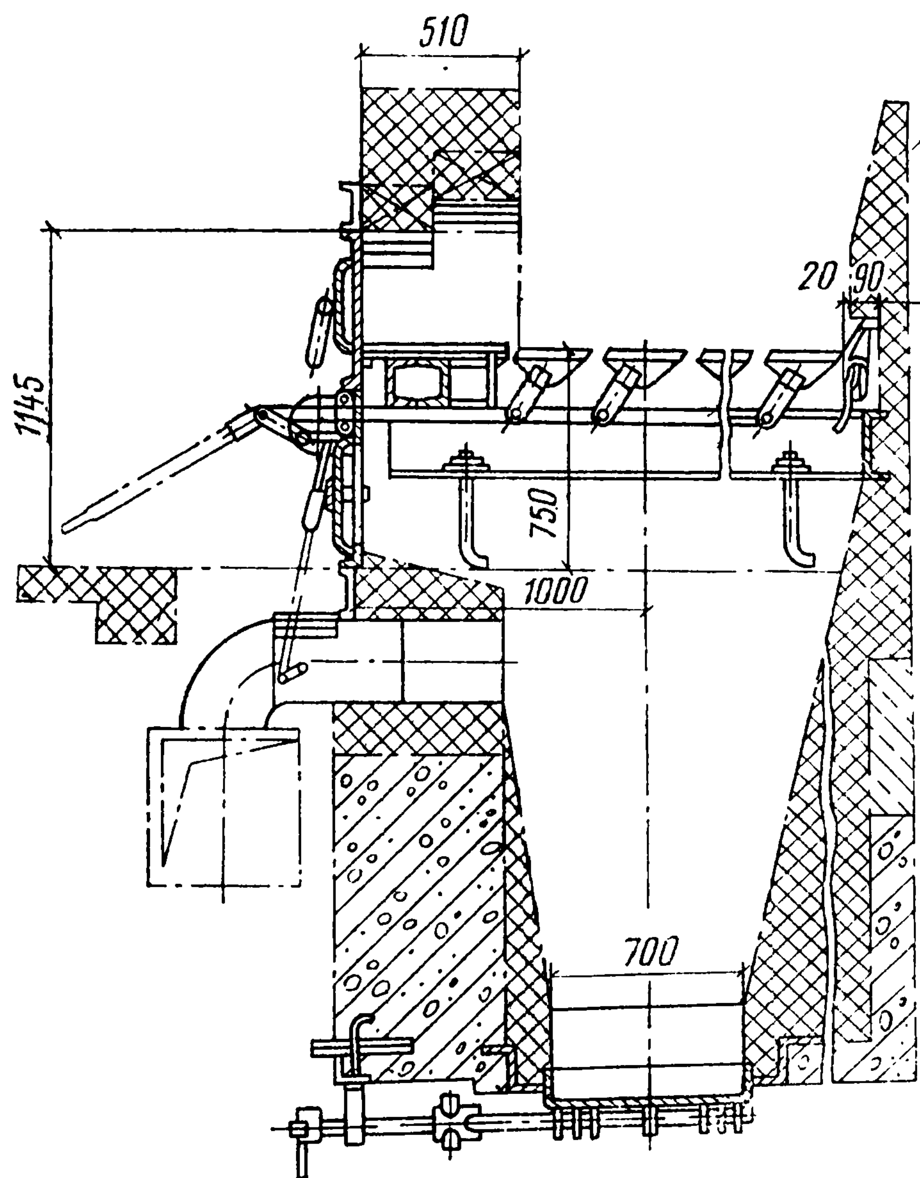


Рис. III.5. Топка с ручными поворотными колосниками (РПК)

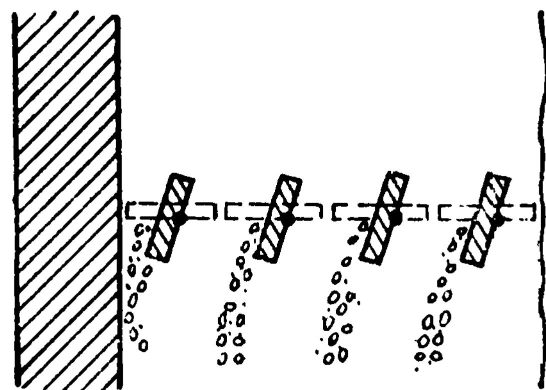


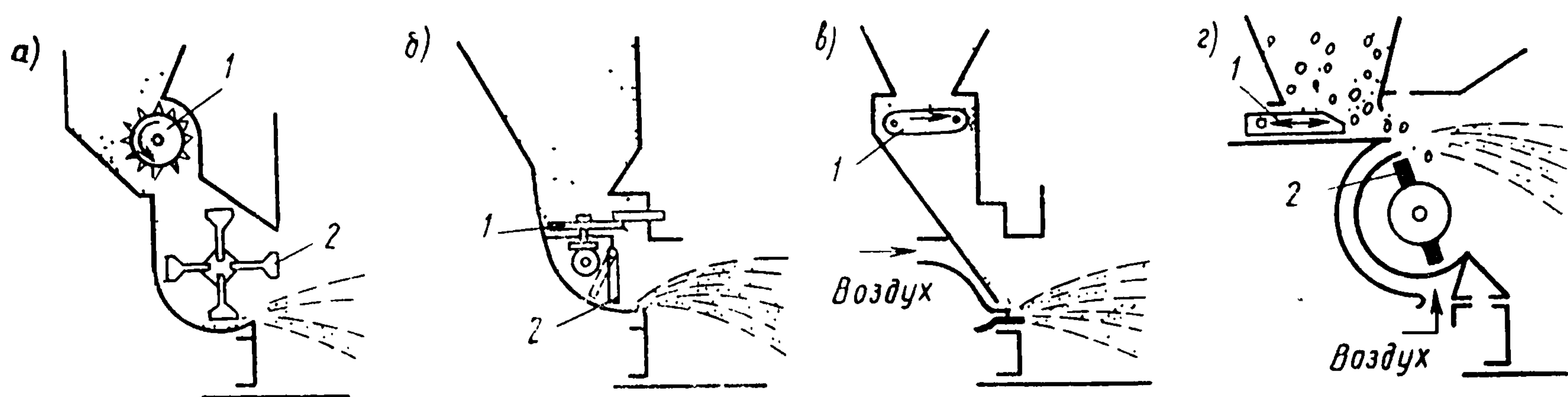
Рис. III.6. Схема действия поворотных колосников

В настоящее время для сжигания антрацита, каменных углей и других видов твердого топлива наиболее широко применяется ручная топка с поворотными колосниками РПК (рис. III.5). Колосниковая решетка такой топки собрана из поворотных колосников. Для удаления шлака из топки колосники поворачиваются с помощью ручного привода, и шлак сбрасывается с них в шлаковый бункер, расположенный под решеткой (рис. III.6). Решетки РПК выпускаются нескольких типоразмеров (табл. III.6).

В топках с ручным обслуживанием иногда применяют качающиеся колосники. По мере накопления шлака колосники с помощью специального ручного привода могут периодически покачиваться и поворачиваться на некоторый угол. При этом

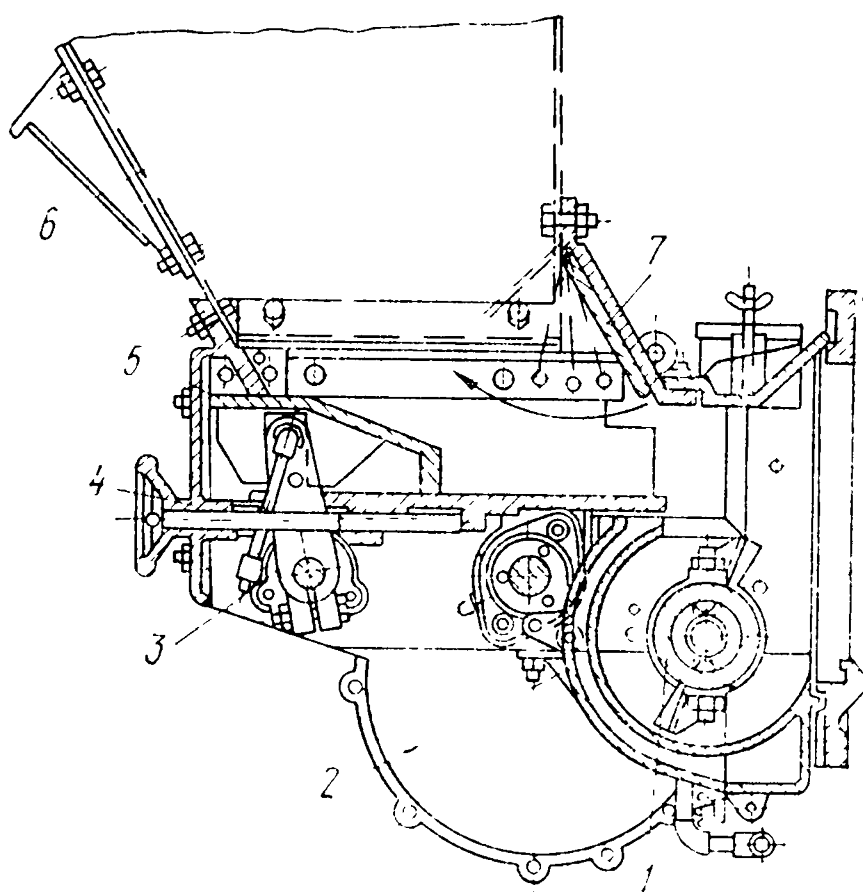
Таблица III.6. **Типоразмеры решеток РПК**

Типоразмер	Площадь решетки, м²	Типоразмер	Площадь решетки, м²
РПК-1-900/915	0,825	РПК-1-1100/915	1,01
РПК-1-900/1220	1,1	РПК-1-1100/1220	1,12
РПК-1-1000/915	0,915	РПК-2-1800/1525	2,72
РПК-1-1000/1220	1,22	РПК-3-2600/2440	6,35



▲ **Рис. III.7. Схемы забрасывателей топлива**

а и б — механические; в — пневматический; г — пневмомеханический



◀ **Рис. III.8. Пневмомеханический забрасыватель ПМЗ системы ЦКТИ**

взрыхляется шлаковая подушка, слой топлива и разрушается спекшаяся корка, препятствующая горению; кроме того, сбрасываются зола и шлак в бункер без нарушения процесса горения верхнего слоя топлива.

Полумеханические топки. В полумеханических топках механизированы одна или две топочные операции. К полумеханическим относятся топки с механической или пневматической подачей (забрасыванием) топлива, а также шахтные топки для сжигания торфа, дров и древесных отходов.

Топки с забрасывателями топлива. Для подачи топлива в топку в настоящее время применяют забрасыватели различных

типов, благодаря чему значительно облегчается труд кочегара и улучшаются условия горения топлива в слое.

По принципу работы забрасыватели бывают механические, пневматические и пневмомеханические.

При установке *механических забрасывателей* (рис. III.7, *а* и *б*) топливо, подаваемое питателем *1*, забрасывается в топку специальным метателем *2*. Максимальная дальность заброски топлива достигает 4,5 м. При применении *пневматических забрасывателей* (рис. III.7, *в*) топливо с разгонной плиты сдувается на решетку струями воздуха, выходящего из сопел со скоростью 30—80 м/с. При работе механических забрасывателей крупные куски топлива располагаются ближе к задней половине решетки, мелкие—к передней, а у пневматических забрасывателей—наоборот. В *пневмомеханических забрасывателях* (рис. III.7, *г*) сочетаются принципы работы механических и пневматических забрасывателей, что обеспечивает более равномерное распределение фракций топлива на решетке.

Забрасыватели устанавливают над топочными дверцами под топливными бункерами. Топливо к забрасывателям подается из бункера питателем (дозатором) *1*. Один забрасыватель может обслужить решетку шириной 0,9—1,1 м.

На рис. III.8 показана конструкция пневмомеханического забрасывателя системы Центрального котлотурбинного института (ЦКТИ). Основными деталями этого забрасывателя являются ротор с лопастями *1*, кожух *2*, вилка *3*, распределительная плита *4*, питатель (толкатель) *5*, топливный бункер *6*, а также регулирующие приспособления—заслонка *7* и винт.

Топки, оборудованные такими забрасывателями, и особенно с решеткой из поворотных колосников (топки ПМЗ-РПК) в настоящее время широко применяют для котлов малой мощности (производительностью от 2,5 до 6,5—10 т/ч) при сжигании каменных и бурых углей, антрацита и других видов твердого топлива.

Топка с пневмомеханическим забрасывателем типа ПМЗ-РПК (рис. III.9) имеет горизонтальную колосниковую решетку *4* из чугунных поворотных колосников, которые связаны с тягами. С помощью этих тяг от ручного привода *2* колосники могут поворачиваться на угол 60° при шуровке слоя топлива и удалении золы и шлака в зольник *5*. В нижней части зольника установлен шлаковый затвор с ручным приводом. Для подачи топлива топка оборудована пневмомеханическими забрасывателями *3* с электроприводом. Основная масса воздуха (80—85%), необходимого для горения топлива, подается вентилятором по воздуховоду *1* под решетку. Остальная его часть поступает к забрасывателям для подачи (развеивания) мелких фракций топлива. Крупные куски топлива и частично мелочь сбрасываются в топку лопастями ротора при его вращении. При такой комбинированной подаче мелкие частицы топлива, вос-

пламеняясь на лету, сгорают в объеме топочной камеры, а крупные куски — в слое на решетке.

Количество устанавливаемых пневмомеханических забрасывателей топлива соответствует числу секций (обычно две-три), на которые разделена решетка. Колосники каждой секции имеют самостоятельный ручной привод, что позволяет поочередно производить чистку и шуровку, обеспечивая бесперебойную работу топки. Кроме того, каждая секция имеет две дверки. Через верхнюю дверку в случае аварии и выхода из строя пневмомеханического забрасывателя топливо в топку можно подавать вручную.

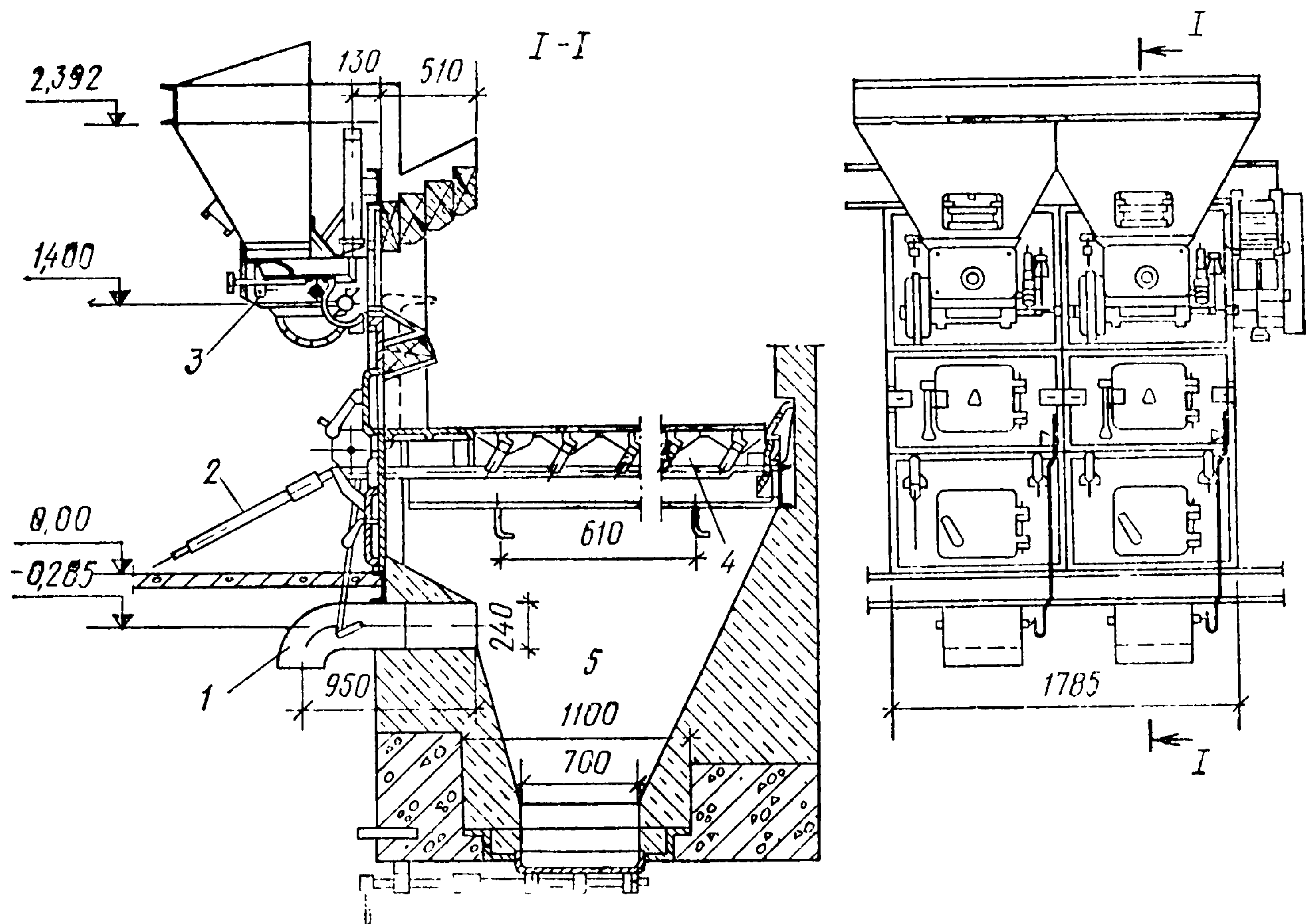


Рис. III.9. Полумеханическая топка типа ПМЗ-РПК

Таблица III.7. **Типоразмеры топок ПМЗ-РПК**

Типоразмер	Площадь решетки, м²	Число секций, шт.	Типоразмер	Площадь решетки, м²	Число секций, шт.
ПМЗ-РПК-1-1100/2135	2,35	1	ПМЗ-РПК-2-2200/3050	6,71	2
ПМЗ-РПК-1-1100/3050	3,35	1	ПМЗ-РПК-3-2600/2135	5,55	3
ПМЗ-РПК-2-1800/1525	2,74	2	ПМЗ-РПК-3-2600/2745	7,15	3
ПМЗ-РПК-2-1800/2745	4,95	2	ПМЗ-РПК-3-2600/3050	7,93	3
ПМЗ-РПК-2-2200/2745	6,05	2	ПМЗ-РПК-3-2600/3660	9,52	3
ПМЗ-РПК-2-2200/1525	3,36	2	ПМЗ-РПК-3-3300/2135	7,0	3

Примечание. Два последних числа типоразмера означают соответственно ширину и длину колосниковой решетки, мм.

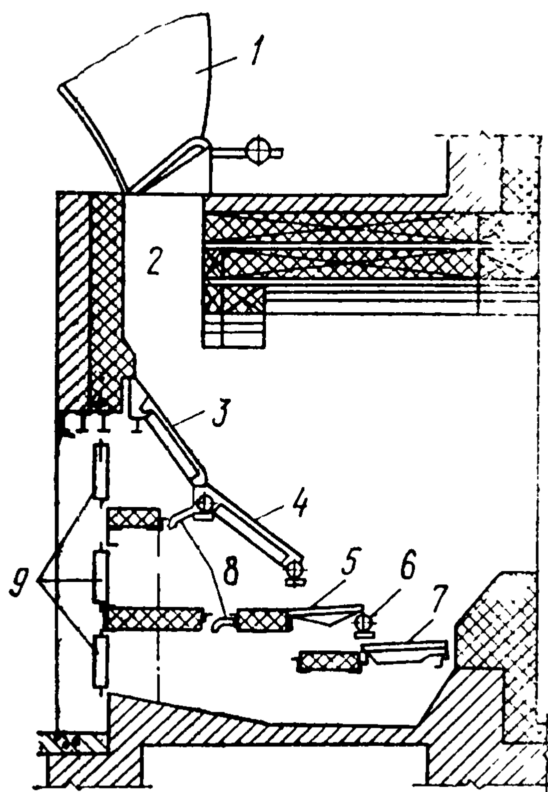


Рис. III.10. Шахтная топка для сжигания кускового торфа

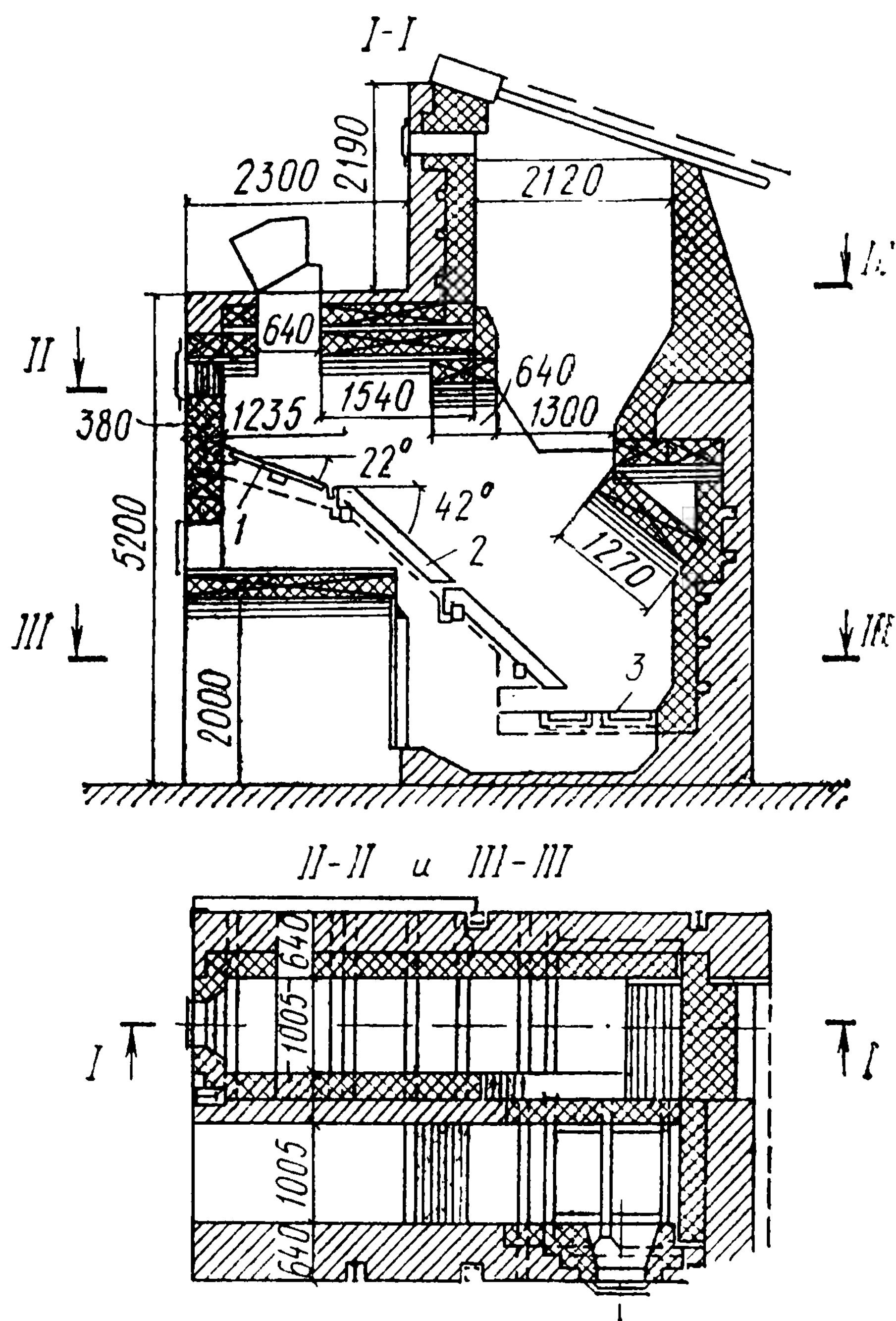


Рис. III.11. Топка для сжигания древесных отходов системы Гипродрева ▶

Отечественные заводы изготовляют топки ПМЗ-РПК различных типоразмеров (табл. III.7).

Шахтные топки. Шахтные топки с наклонным слоем топлива применяют для сжигания кускового торфа, дров и древесных отходов (опилок, щепы). В таких топках применена наклонная решетка с продольным или ступенчатым расположением колосников. Внизу у наклонной решетки размещается небольшая горизонтальная решетка, состоящая из одного-двух рядов плиточных колосников.

На рис. III.10 представлена стандартная шахтная топка для сжигания кускового торфа. Топка состоит из топливного бункера *1*, шахты *2*, наклонных *3* и *4* и горизонтальных *5* и *7* колосников. Последние устанавливают на опорные балки *6*, которые в местах высоких температур выполнены из труб, охлаждаемых водой, а в местах небольших температур—из чугунных балок. Наклонные колосники выполняются брусчатыми (балочными). Верхний ряд их расположен под углом 50° к горизонту, а нижний—под углом 40°. При сжигании торфа с большим содержанием мелочи вместо брусчатых колосников устанавливают ступенчатые.

Сверху топка перекрывается сводом. Пространство под колосниками разделено на зоны кирпичными перегородками с заслонками *8*, предназначенными для сброса золы вниз. Каждая

зона имеет дверцу *9*, через которую при необходимости шуруют слой топлива, а также регулируют подачу воздуха под колосниковую решетку. Воздух, необходимый для горения топлива, поступает под наклонные и горизонтальные колосники. Фронтовая часть топки имеет металлическую раму, служащую для установки дверок и являющуюся опорой междузонных перегородок.

Особенностью шахтной топки является то, что топливо из бункера в шахту и по колосниковой решетке движется под действием собственного веса по мере выгорания нижележащих слоев топлива. Шахта обеспечивает хорошую подсушку топлива, что особенно важно при сжигании топлива с повышенной и изменяющейся влажностью. Полностью топливо догорает на горизонтальных колосниках. Зола удаляется вручную через нижнюю дверку.

По устройству и принципу работы шахтные топки для сжигания дров мало отличаются от топок для торфа. Эти топки просты в обслуживании и надежны в эксплуатации; в них сжигают торф и дрова с влажностью 40—55%. В топках для дров установлен один ряд горизонтальных колосников.

Для сжигания древесных отходов предложено много топочных устройств: топки системы Гипродрева, ЦНИИМЭ, В. В. Померанцева и Н. И. Крайцберга и др. Наибольшее распространение получили шахтные топки системы Гипродрева и скоростная топка В. В. Померанцева.

В отличие от обычных шахтных топок колосниковая решетка *топки системы Гипродрева* (рис. III.11) имеет три секции: верхнюю *1* — из брусчатых колосников, расположенных под углом 22° к горизонту; среднюю *2* — из сплошных плиток (ступенек), уложенных на специальные опоры под углом 42°; нижнюю *3* — из брусчатых колосников, расположенных горизонтально.

Особенностью этой топки является то, что топливо подсушивается в основном несколькими очагами горения, образующимися между ступеньками. Для обеспечения лучшей подсушки топлива топка имеет два свода (передний и задний), выполненных из огнеупорного кирпича. Окончательное догорание топлива происходит на горизонтальных колосниках.

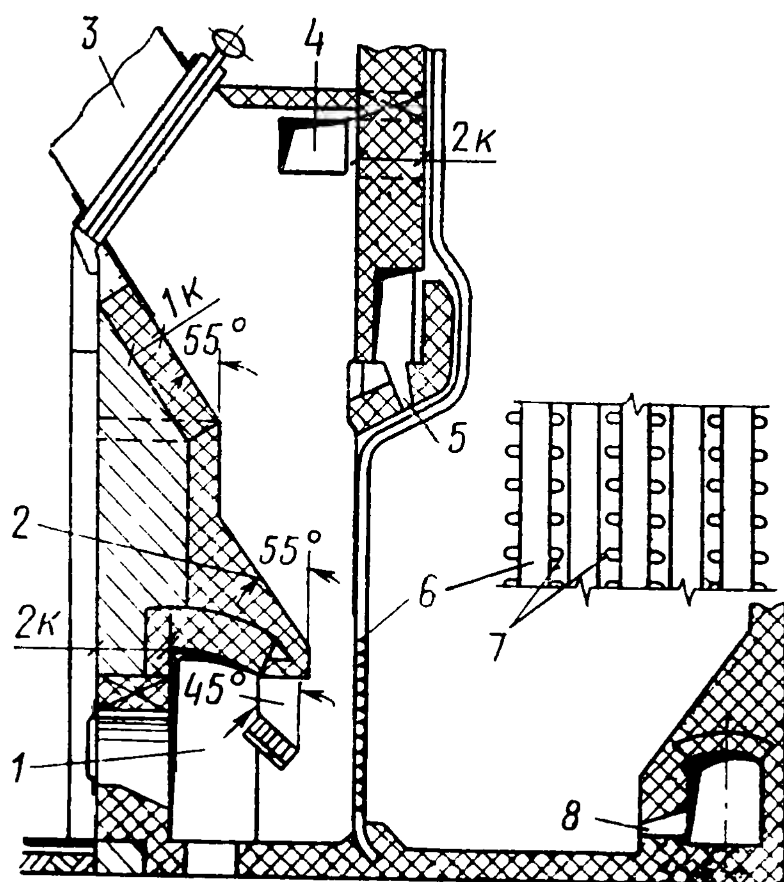


Рис. III.12. Скоростная топка для сжигания щепы системы В. В. Померанцева

К шахтным топкам (несколько условно) можно отнести скоростную топку системы В. В. Померанцева (рис. III.12), предназначенную для сжигания древесных отходов (щепы). Конструктивно топка представляет собой шахту, ограниченную с боков вертикальными кирпичными стенками, со стороны фронта — наклонной стенкой с пережимом *2*, а со стороны котла — зажимной решеткой *6* из экранных труб, которые включены в систему циркуляции котла. Для уменьшения уноса мелких частиц топлива к трубам зажимной решетки (в нижней части) приварены шипы *7*. Верхняя часть решетки закрыта чугунными плитами для предохранения труб от истирания.

Процесс сжигания топлива в топке происходит следующим образом. Топливо из бункера *3* поступает в шахту, где оно проходит все стадии подготовки, а в нижней ее части сгорает. Образующиеся продукты сгорания, а также мелкие частицы топлива, выносимые из слоя через решетку, поступают в топочную камеру, где они полностью догорают. Для этого через специальные сопла *5* и *8* в топку подается вторичный воздух в количестве 20—30%. Основная масса воздуха (около 70%) подводится через воздуховод *1* снизу шахты.

В верхней части шахты устроено окно *4* для отсоса иногда образующихся в ней горючих газов.

Топки системы В. В. Померанцева предназначены для котлов малой и средней мощности. В котлах малой мощности зажимная решетка может быть выполнена в виде кирпичной стены, выложенной в клетку.

Механические топки. В механических топках практически полностью механизированы все топочные операции — от подачи топлива до удаления шлака. Топки такого типа широко применяют для сжигания различных видов твердого топлива.

Механические топки, как правило, имеют большую мощность, поэтому их устанавливают под котлами повышенной производительности. Применение некоторых конструкций механических топок под котлами небольшой мощности часто экономически не оправдывается.

В настоящее время широкое распространение получили механизированные топки с цепной решеткой, с наклонно-переталкивающей решеткой и с шурующей планкой.

Топки с цепной решеткой. Слоевое сжигание топлива может осуществляться не только на неподвижных решетках, но и на перемещающихся (цепных). Топки с цепными решетками применяют для сжигания сортированных неспекающихся каменных углей, бурых углей умеренной влажности (до 25%), антрацита и кускового торфа в котлах с паропроизводительностью 10—20 т/ч и выше.

Цепная решетка представляет собой бесконечное полотно, собираемое из отдельных колосников, которые крепятся к цепям, надетым на зубчатые колеса (звездочки). Одни зубчатые

колеса являются ведущими, а другие—ведомыми. Решетки приводятся в движение от электродвигателя через редуктор. Скорость перемещения решетки может регулироваться в широких пределах—от 2 до 30 м/ч.

На рис. III.13 приведена простейшая схема топки с цепной решеткой. Принцип ее работы следующий. Топливо из бункера *1* поступает на движущуюся колосниковую решетку *4*. По

Рис. III.13. Схема топки с цепной решеткой

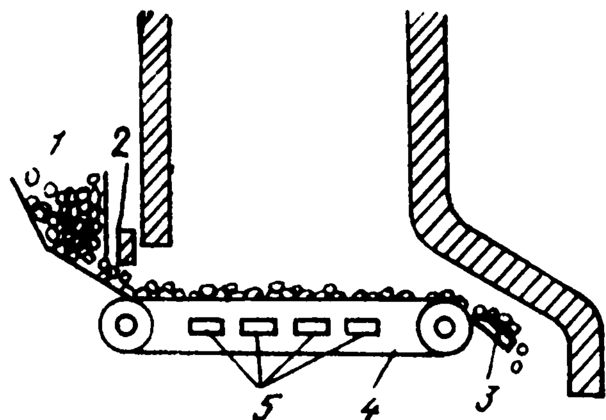
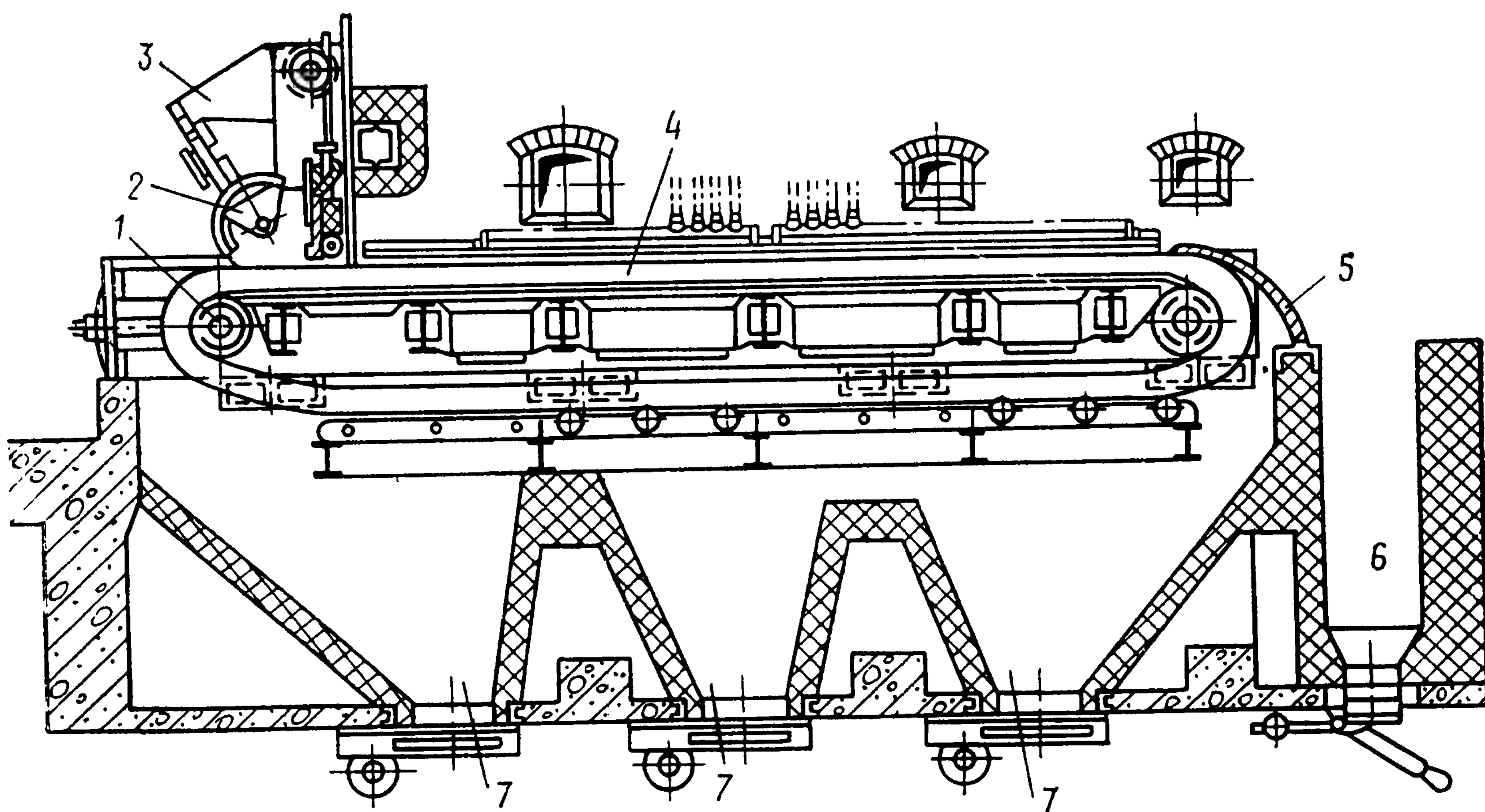


Рис. III.14. Цепная решетка типа ЧЦР



мере продвижения решетки вдоль топки топливо проходит последовательно все стадии горения и в конце ее полностью сгорает. Для замедления сброса шлака с целью улучшения его выжига в конце решетки установлен шлакосниматель (шлаковый подпор) *3*.

По длине цепную решетку условно можно разбить на четыре зоны: зона подогрева и подсушки свежего топлива (в начале решетки), зона активного выделения летучих и их горения, зона горения кокса, зона догорания и выжига шлака.

Процесс горения топлива на цепной решетке отличается от процесса горения на неподвижной решетке, когда свежее топливо забрасывается на горящий слой и горение его начинается

снизу. В топках с цепными решетками топливо поступает на холодную часть решетки и, получая тепло излучения факела и стенок, загорается сверху. Воздух для горения топлива подается под цепную решетку (между полотнами) позонно по воздуховоду *5*. Толщина слоя топлива на решетке регулируется с помощью шибера *2*.

Существует несколько конструкций цепных решеток. Наибольшее распространение получила *цепная решетка с чешуйчатыми колосниками* ЧЦР (рис. III.14). Она состоит из колосникового полотна *4*, которое монтируется на специальной конструкции—цепях, надеваемых на колеса (звездочки) *1*. Последние насажены на валы, укрепленные в раме решетки. У фронта колосникового полотна размещается топливная воронка *3*, в которую из бункера поступает топливо. В конце решетки установлен шлакосниматель (шлаковый подпор) *5*, за которым размещен шлаковый бункер *6* для сбора шлака с полотна решетки. Для сбора мелких частиц топлива и шлака, проваливающихся через решетку, предусмотрен бункер *7*. Толщина слоя топлива регулируется с помощью шибера *2*. Привод решетки осуществляется от электродвигателя небольшой мощности (0,1—0,2 кВт на 1 м^2 площади решетки) через редуктор и коробку скоростей, что позволяет изменять скорость движения решетки от 2 до 20 м/ч.

Решетки такого типа выполняются 13 типоразмеров: длиной 5,6—8 м, шириной 1,6—4,5 м и активной площадью 6—30 м^2. Живое сечение решетки составляет 7—8%.

При работе топки топливо поступает из воронки *3* на решетку *4*, и двигаясь вместе с полотном, сгорает в конце топки. Образующийся шлак сбрасывается в бункер *6*.

Кроме чешуйчатой цепной решетки в механических топках применяют *ленточные цепные колосниковые решетки* ЛЦР из пластинчатых колосников-звеньев, соединенных поперечными штырями. Рассмотренные типы решеток можно компоновать с пневмомеханическим забрасывателем типа ПМЗ.

В настоящее время такие решетки применяют в топках ПМЗ-ЧЦР и ПМЗ-ЛЦР (рис. III.15), предназначенных для сжигания сортированных и несортированных каменных и бурых углей. Важной особенностью этих топок является обратный ход колосниковой решетки—от задней стены топки к фронту. При применении механического забрасывателя крупные фракции топлива попадают в конец топки, а более мелкие выпадают ближе к ее фронту, таким образом, топливо сортируется пофракционно, что обеспечивает его лучший выжиг. Мелкие частицы (угольная пыль) на решетку не выпадают, а сгорают в топочном объеме во взвешенном состоянии.

Необходимо отметить, что условия загорания топлива в топках с обратным ходом решетки несколько лучше, чем в обычных топках с прямым ходом цепной решетки (от фронта к зад-

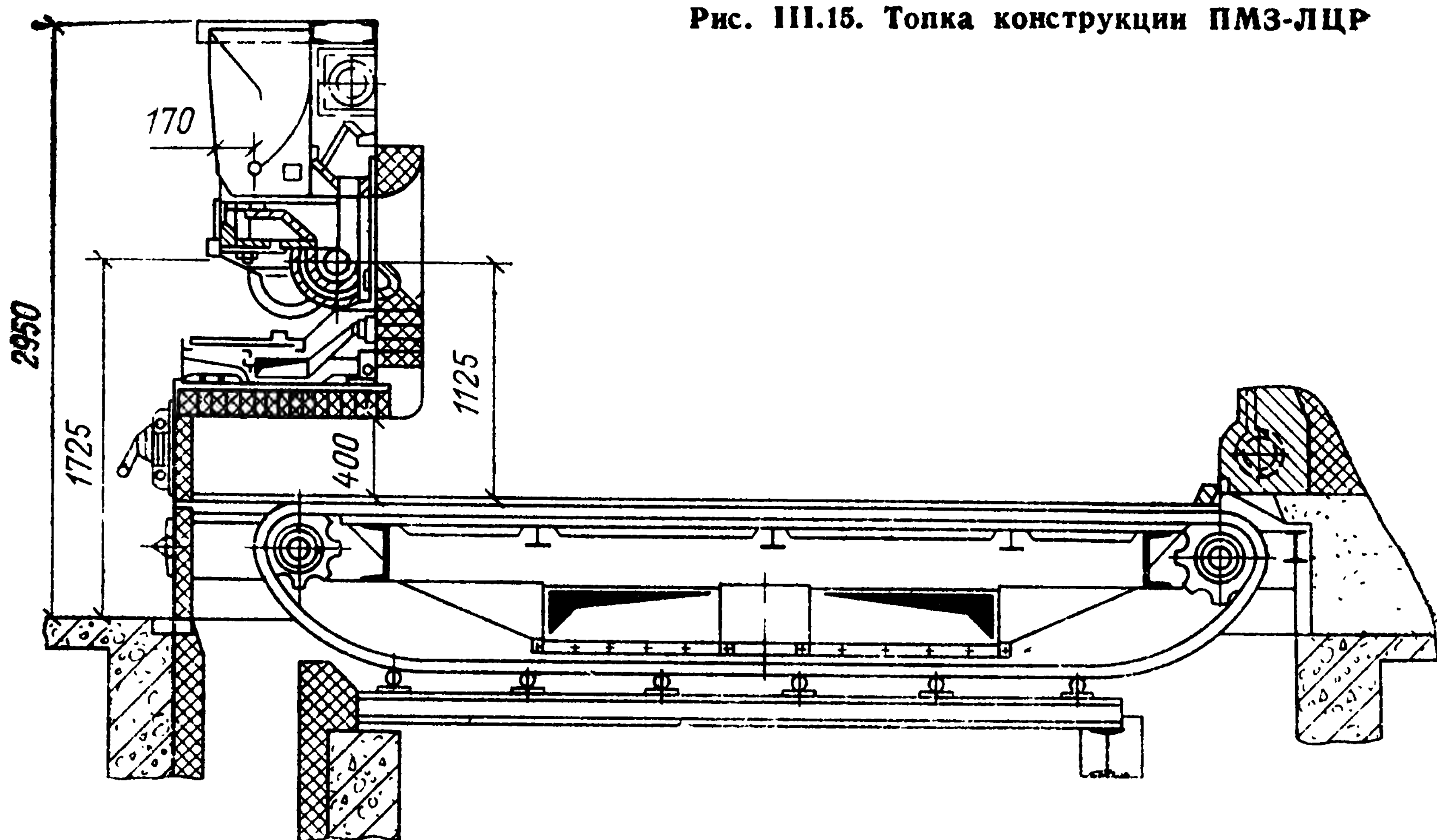


Рис. III.15. Топка конструкции ПМЗ-ЛЦР

ней стенке топки), так как куски твердого топлива падают на горящий слой, что обеспечивает более быстрый их подогрев и подсушку по всей длине колосникового полотна.

Топки ПМЗ-ЧЦР и ПМЗ-ЛЦР изготовляют нескольких типоразмеров с шириной решетки 2,7 м и длиной 3—5,6 м. Устанавливают их под котлами паропроизводительностью 10—20 т/ч.

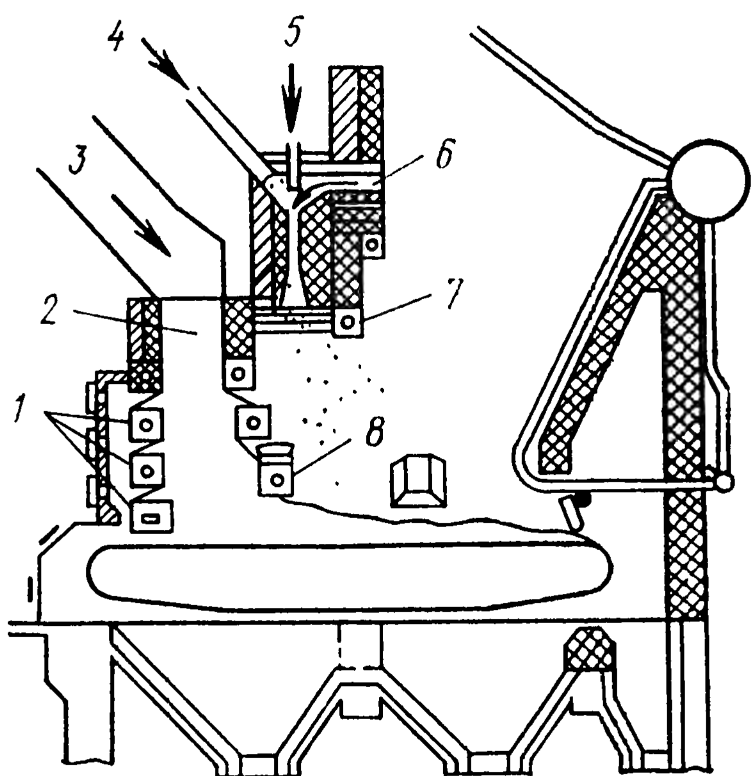
При сжигании на цепных решетках топлива с большим содержанием влаги необходима его предварительная подсушка (до поступления на решетку), что улучшает условия сжигания топлива и обеспечивает требуемую мощность топки. Для этой цели цепные решетки дополняются подсушивающими устройствами (шахтами).

Так, при сжигании кускового торфа и частично фрезерного топки с цепными решетками оборудуют шахтными предтопками, в которых подсушивается топливо. Одна из конструкций такой топки представлена на рис. III.16.

Топка с наклонно-переталкивающей решеткой используется для сжигания многозольных и влажных видов топлива и, в первую очередь, бурых углей типа подмосковного (рис. III.17).

Решетка такой топки устанавливается под углом 15—25° к горизонту; выполнена она из чередующихся рядов подвижных *3* и неподвижных *4* колосников. Подвижные колосники закреплены на подвижных тележках *5*, а неподвижные—на неподвижной раме, являющейся основой конструкции. При перемещении тележки подвижные колосники движутся взад и вперед, скользя по неподвижным колосникам. Движение тележек осуществляется с помощью системы рычагов *2*, связанных с приводным механизмом *1*.

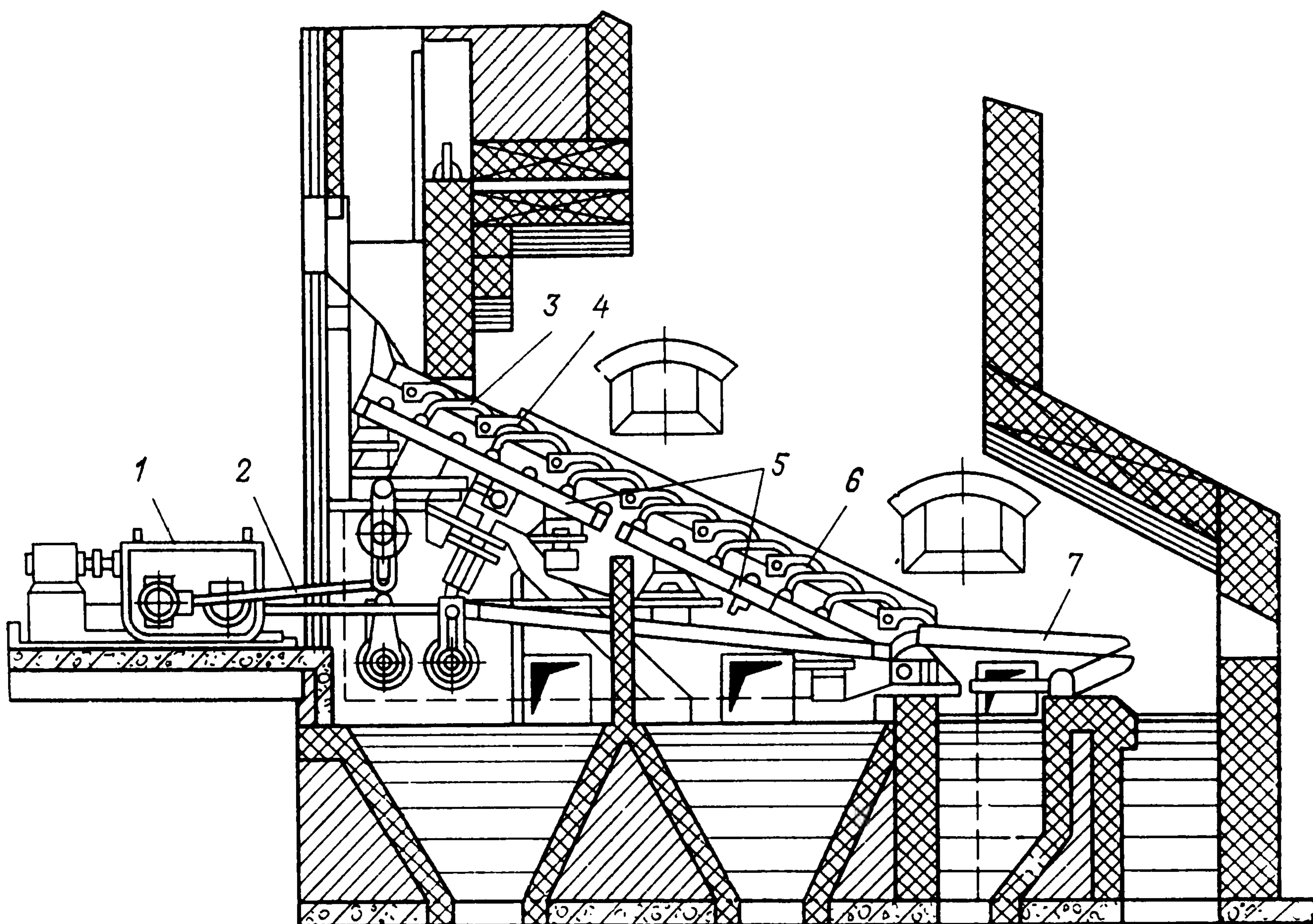
Колосниковая решетка заканчивается рядом горизонтально расположенных колосников *7*. Передняя и задняя ее части пе-



◀ **Рис. III.16. Схема шахтно-цепной топки для торфа**

1, 7, 8 — пустотелые балки, охлаждаемые водой; *2* — шахта; *3* — бункер кускового торфа; *4* — щель для подачи фрезерного торфа; *5* — канал для воздуха; *6* — канал для топочных газов

▼ **Рис. III.17. Топка с наклонно-переталкивающей решеткой**



рекрываются сводами из огнеупорного кирпича, а по боковым стенам размещаются охлаждаемые панели *6*.

При работе топки топливо из бункера предварительно подается в шахту, где оно подсушивается, а затем поступает на колосниковую решетку. На решетке топливо горит, вследствие движения колосников перемешивается (шуруется) и перемещается к концу решетки на горизонтальные колосники, где происходят окончательный выжиг шлака и сбрасывание его в золь-

ный бункер. Таким образом, в этих топках, как и в топках с цепной решеткой, механизированы подача топлива, шуровка и удаление шлака.

Главным недостатком этих топок являются тяжелые условия работы колосников, которые подвергаются воздействию высокой температуры слоя в зоне горения, что нередко приводит к их пережогу.

Топка с шурующей планкой. Эти топки применяют для сжигания бурых и каменных углей под котлами производительностью до 20 т/ч.

На рис. III.18 показана топка с шурующей планкой системы Васильева, получившая широкое распространение и выпускаемая отечественными заводами. Эта топка состоит из неподвижной колосниковой решетки *1*, собранной из беспровальных колосников. Поперек ее (во всю ширину) расположена передвижная шурующая планка *5*, представляющая собой чугунную или стальную трехгранную призму. Угол наклона к горизонту передней (в сторону топки) грани призмы больше угла наклона задней грани, благодаря чему при движении вперед планка захватывает топливо из-под бункера, перемешивает и распределяет его по длине колосниковой решетки, а также периодически сбрасывает шлак на дополнительную решетку *2*, состоящую из двух рядов опрокидных колосников.

При обратном движении планки (вследствие малого угла наклона к горизонту ее задней грани) топливо почти не перемещается, а лишь разрыхляется. Топливо сгорает на основной решетке, а догорает с выжигом шлака—на дополнительной, с которой шлак удаляется в бункер периодически поворотом колосников от специального устройства.

Шурующая планка приводится в движение шарнирными цепями-штангами *6*, которые перемещаются с помощью приводного механизма, состоящего из электродвигателя, редуктора и

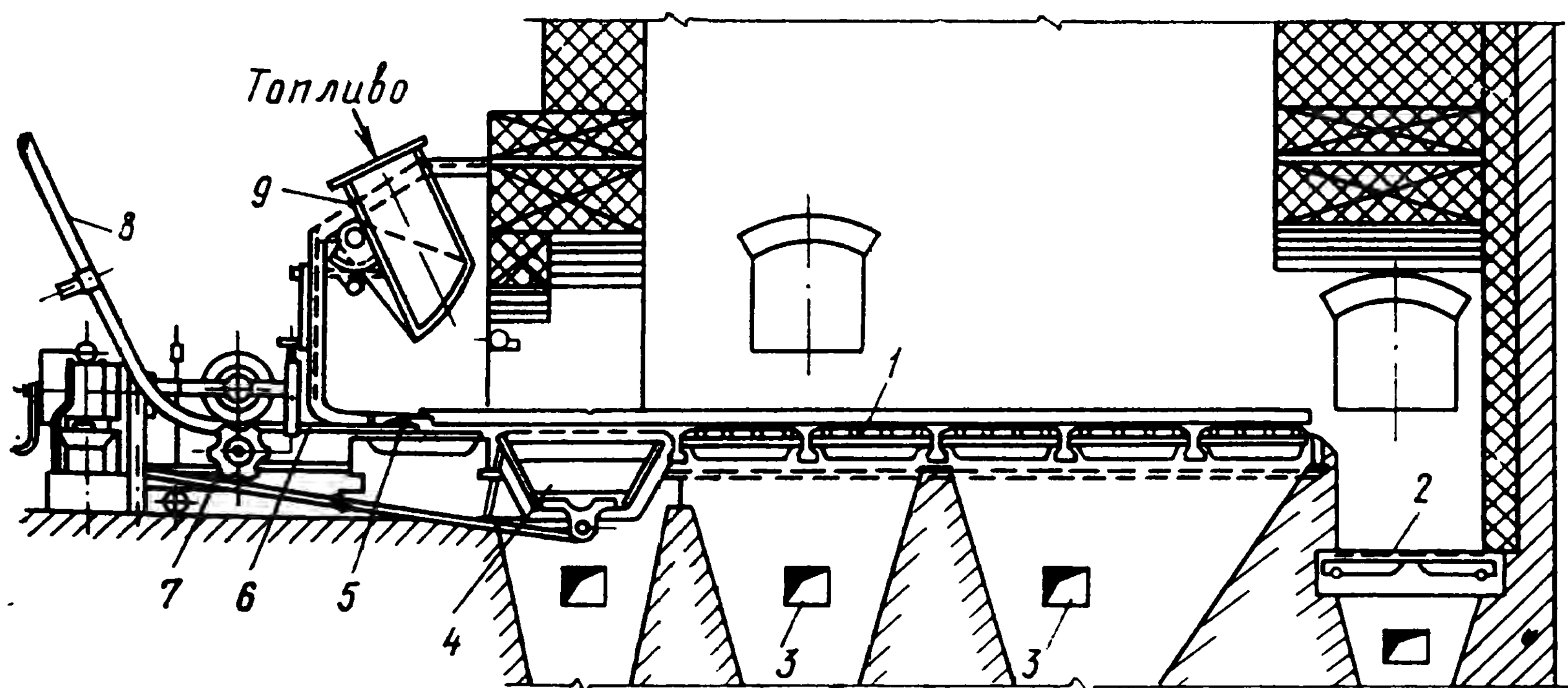


Рис. III.18. Топка с шурующей планкой системы Васильева

звездочки *7*. Цепи-штанги при обратном ходе (в сторону бункера) убираются в трубу *8*, поэтому фронт топки становится более свободным и незагроможденным.

В топке предусмотрена зажигательная шахта *4*, в которой поддерживается постоянный очаг горения, что обеспечивает хорошее воспламенение топлива, поступающего по бункерному рукаву *9*.

Воздух, необходимый для горения (65%), подается под решетку отдельно в каждую зону по воздуховодам *3*. Остальная часть воздуха подается к зажигательной шахте (25%) и к дополнительной решетке (10%). Давление воздуха составляет 0,4—1 кПа.

В процессе работы шурующая планка перемещается периодически со скоростью около 12 м/мин. Продолжительность между ее ходами зависит от нагрузки.

Во Всесоюзном теплотехническом институте разработана топка конструкции проф. С. В. Татищева, инженеров В. Н. Михайловского и Л. И. Гладкова, которая отличается от топки системы Ю. Г. Васильева главным образом конструкцией привода.

Факельно-слоевые топки

К факельно-слоевым топкам в первую очередь относят топки для сжигания фрезерного торфа. Повышенная и переменная влажность (50—60%) фрезерного торфа и состав его в виде торфяной крошки различных размеров препятствуют эффективному сжиганию его в слоевых топках. Для сжигания фрезерного торфа разработано много топочных конструкций. Наибольшее распространение получила *вихревая топка ЦКТИ системы А. А. Шершнева.* Для котлов большой производительности эти топки выполняются камерными, а для котлов малой производительности—камерно-слоевыми, в которых мелкие частицы топлива сгорают во взвешенном состоянии, а крупные—на специально установленных дополнительных колосниковых решетках. Камерно-слоевые топки выполняются или однокамерными—с одной дожигательной решеткой и с вертикальным перемещением газового потока, или двухкамерными—с двумя дожигательными решетками и горизонтальным перемещением газового потока.

На рис. III.19 изображена двухкамерная топка системы А. А. Шершнева. Топливо барабанным питателем *3* подается через отверстие *2* в переднюю топочную камеру на горку *1*, с которой оно скатывается и подхватывается вихревым потоком, создаваемым дутьевым воздухом, выходящим из щели *5* со скоростью 30—40 м/с. При этом топливо фракционируется: мелкие частицы уносятся потоком и, находясь во взвешенном состоянии, сгорают на лету. Часть крупных фракций топлива частично выпадает на первую решетку *6* и сгорает на ней в слое, а часть —

циркулирует в первой камере сгорания до измельчения и выгорания. Частицы топлива, не успевшие сгореть в первой камере, потоком газов выносятся во вторую камеру, где полностью догорают или в ее объеме, или на колосниковой решетке *4* этой камеры. Под колосниковые дожигательные решетки поступает 20—30% воздуха, остальное его количество (80—70%) проходит через щель.

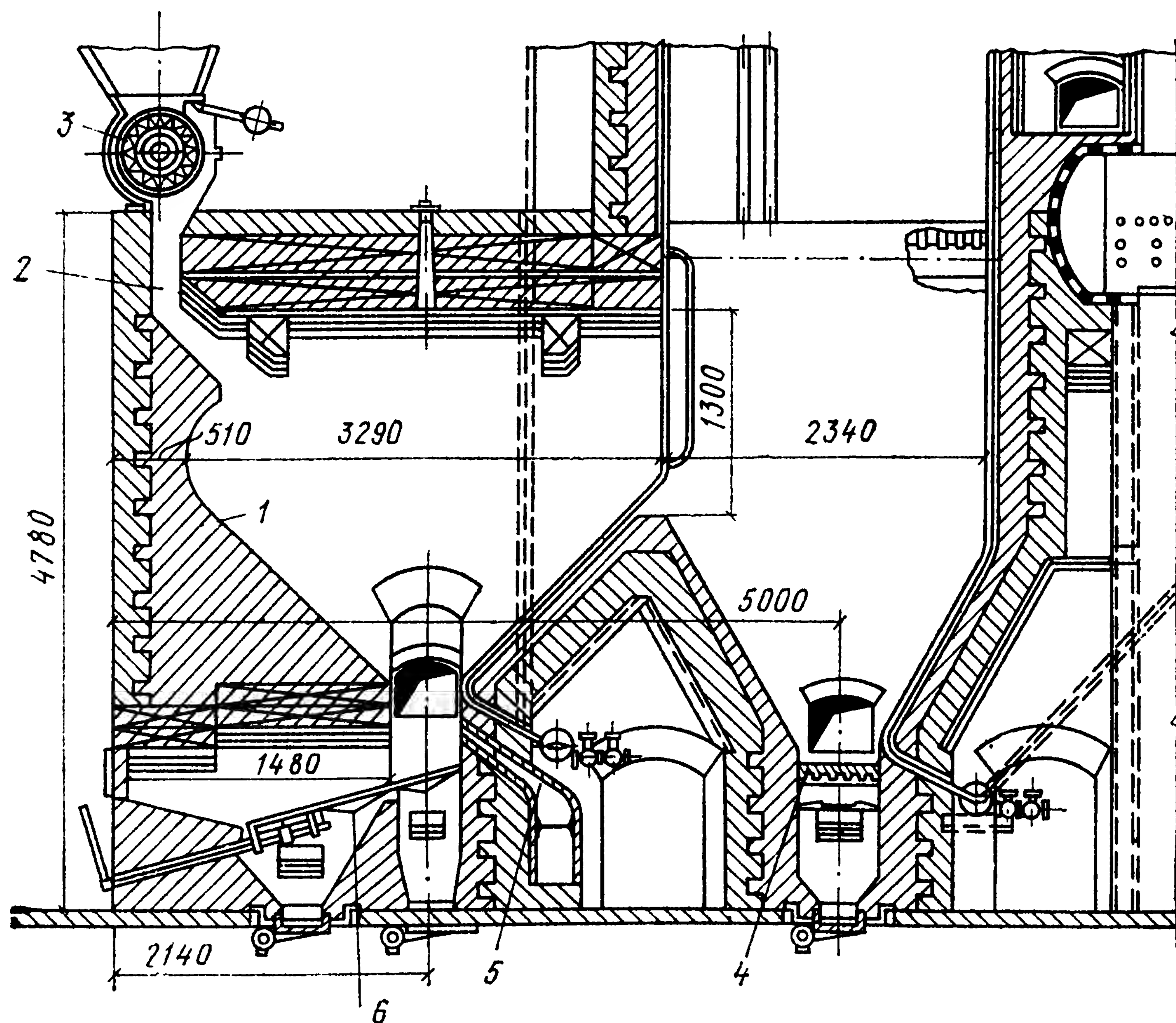


Рис. III.19. Топка для сжигания фрезерного торфа системы Шершнева

Топка системы Е. В. Колобанова, получившая широкое распространение на некоторых предприятиях текстильной промышленности, по устройству и принципу работы аналогична топке системы А. А. Шершнева и отличается лишь оформлением передней горки. В первой она выполнена в виде плоскости с крутым скосом в конце; во второй она имеет более сложную конфигурацию, благодаря чему обеспечиваются лучшие условия внутритопочной аэродинамики. Кроме того, в некоторых конструкциях топок системы Е. В. Колобанова на передней горке предусматривается распылительное сопло (щель), через которое в топку также поступает воздух.

Обе топки обеспечивают устойчивое сжигание фрезерного торфа с влажностью примерно до 50—55%. Их можно использовать для сжигания однородных мелкофракционных древесных отходов.

Камерные топки

Камерные топки представляют собой устройства, в которых топливо горит в объеме камеры в виде факела при отсутствии какого-либо слоя топлива. В зависимости от вида топлива камерные топки разделяются на пылеугольные, для сжигания жидкого и газообразного топлива.

Пылеугольные топки. Сжигание твердого топлива в виде пыли широко применяется в котлах средней и большой производительности. Наиболее эффективно и надежно сгорают высоковлажные и многозольные виды топлива—бурые угли (челябинские и подмосковные), антрацитовый штыб и др. В этих топках все топочные процессы — от подачи топлива до шлако-золоудаления—полностью механизированы и легко поддаются регулированию и автоматизации.

Пылевидное сжигание топлива требует значительных затрат на оборудование системы пылеприготовления, в которой топливо перед сжиганием подвергается дроблению, сушке и размолу в порошок. Тонкость помола различных видов топлива зависит от содержания летучих. При сжигании антрацита требуется более тонкий его помол, а для других углей с большим выходом летучих—более грубый (фракции крупностью не более 300 мкм). Чем тоньше помол, тем лучше перемешивается топливо с воздухом, меньше избыток воздуха и эффективнее процесс горения, однако требуется больше энергии на размол топлива и увеличивается стоимость пылеприготовления.

На рис. III.20 показана схема камерной топки. К горелке *1* поступает аэропыль *2* (смесь пыли и первичного воздуха) и подается вторичный воздух *3*, необходимый для горения топлива. Частицы топлива, попав в топочный объем *5*, загораются и полностью сгорают во взвешенном состоянии. В результате в топочной камере образуется горящий факел, поэтому способ сжигания топлива называется факельным. При этом способе условно можно выделить те же стадии горения топлива, что и при слоевом: подогрев и подсушка топлива, газификация, горение летучих горючих и кокса. Часть образующейся золы выпадает в шлаковый бункер, а часть ее уносится вместе с газами в дымовую трубу. Для уменьшения уноса золы в атмосферу за котлами устанавливают устройства для газоочистки.

Для обеспечения полного сгорания частиц топлива необходим достаточно большой путь для их движения, в связи с чем требуется увеличивать объем топки, что уменьшает его тепловое напряжение до $\frac{Q}{V_т} \approx 175$ кВт/м³.

Для интенсификации процесса горения топлива рекомендуется подавать в топку горячий воздух с температурой до 300—400°С.

Внутренняя поверхность стенок топки покрыта экранными

трубами 4, включенными в схему котла. Благодаря этому температура газов на выходе из топки ниже температуры плавления золы, что предохраняет стенки труб и обмуровки от покрытия их шлаком.

Важную роль в работе пылеугольных топок играют конструкции горелок и их расположение в топке. Горелки должны обеспечивать хорошее перемешивание топлива с воздухом и наиболее полное заполнение факелом топочной камеры, кроме того, они должны быть легкорегулируемыми. Форма горелок может быть круглой или щелевой. Наибольшее распространение получили круглые турбулентные и прямоточные щелевые горелки.

Круглая турбулентная горелка системы ОРГРЭС (рис. III.21) состоит из центральной трубы *1*, по которой пылевидная смесь поступает в топку. На конце этой трубы имеются чу-

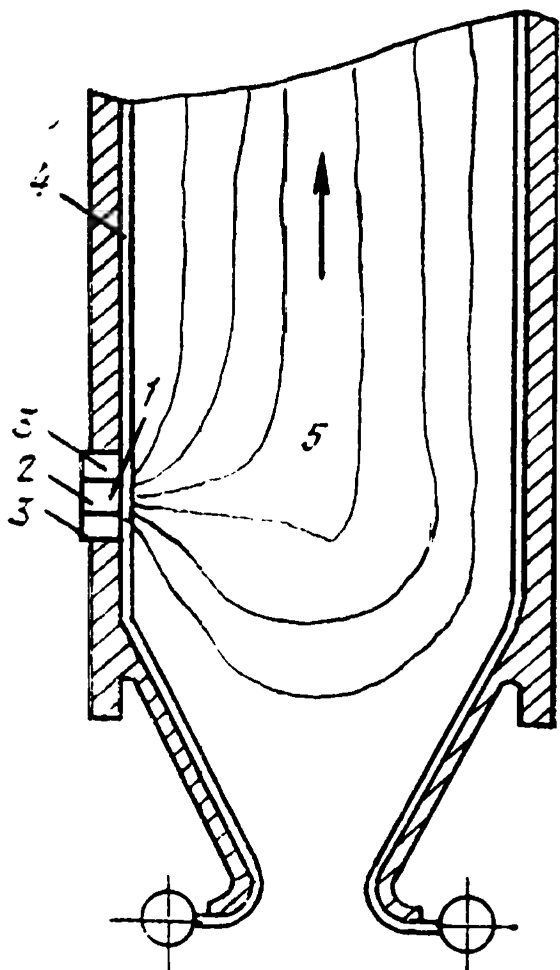
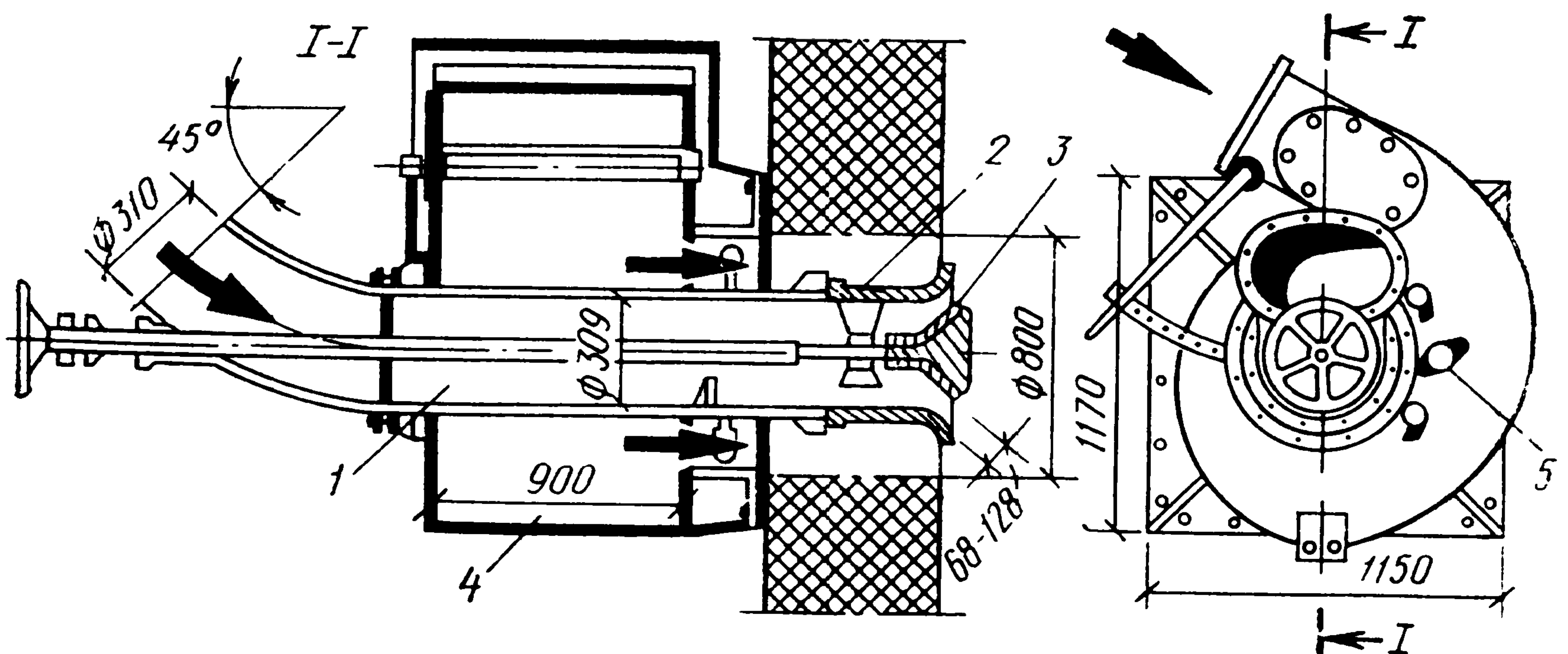


Рис. III.20. Схема камерной топки

Рис. III.21. Пылеугольная горелка системы ОРГРЭС



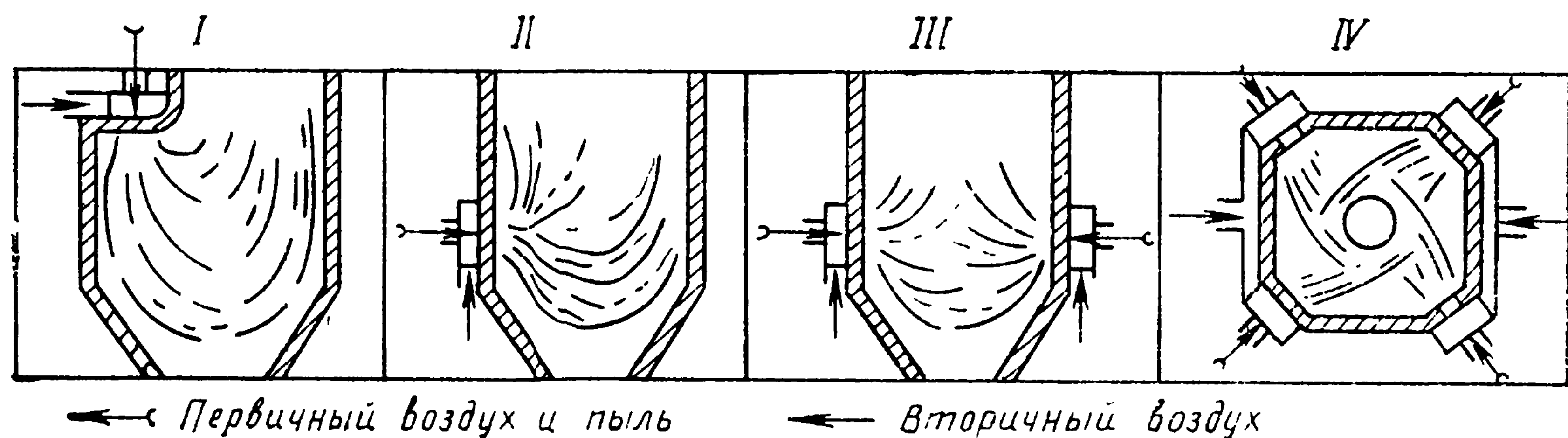
гунный наконечник *2* и передвижной конус-рассекатель *3*, с помощью которого регулируется скорость поступления аэропыли в топку. Вторичный воздух подается через улитку *4*, где он завихряется и поступает в топку через кольцевое пространство, образуемое обмуровкой и наконечником *2*. Растопка, а также подсвечивание факела осуществляются с помощью мазутной форсунки, устанавливаемой в отверстии *5*. Производительность горелок такого типа около 2—9 т/ч, скорость движения аэропыли в них составляет 12—26 м/с, а вторичного воздуха—18—30 м/с.

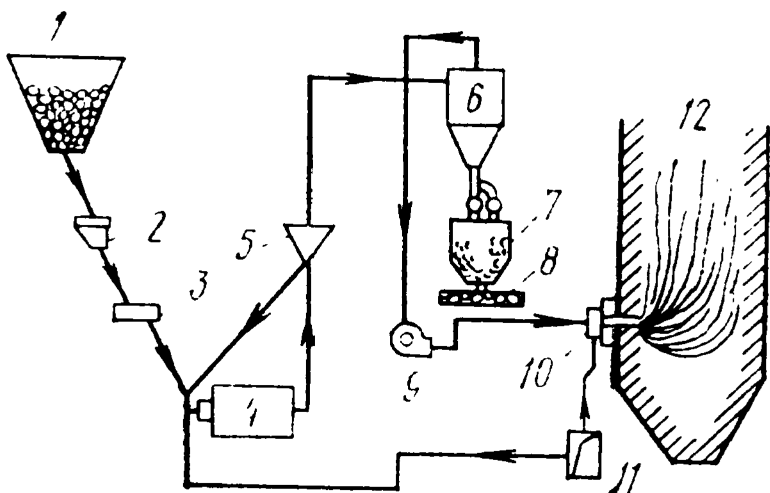
Щелевые прямоточные горелки выполняются в виде узких щелей, по которым аэросмесь поступает в топку. Вторичный воздух подается в топку, минуя горелку, а чаще через параллельно расположенные щели.

Как отмечалось, на процесс горения топливной пыли большое влияние оказывает размещение горелок в топочной камере. На рис. III.22 показаны различные схемы расположения горелок—потолочные *I*, фронтальные *II*, встречные *III* и угловые *IV*.

При потолочной схеме горелки располагаются сверху топки, при фронтальной—на передней стенке топки, при встречной—на передней и задней стенках топки. В некоторых случаях горелки размещают по углам топки. Чаще применяются фронтальные *II* и встречные *III* схемы расположения горелок, реже—потолочные *I*.

Пылеприготовление. Для размельчения кускового топлива в пыль применяются две системы пылеприготовления—*индивидуальная и центральная*. В СССР наибольшее распространение





▲ **Рис. III.22. Возможные схемы размещения горелок**

◀ **Рис. III.23. Схема пылеприготовления с промежуточным бункером**

получила индивидуальная система пылеприготовления как наиболее простая по устройству и требующая меньших первоначальных капитальных затрат. Такая система размещается внутри котельной у каждого котла.

На рис. III.23 представлена схема индивидуальной системы пылеприготовления с промежуточным бункером. Топливо из бункера *1* поступает на весы *2*, а затем к питателю *3* и в шаровую мельницу *4*, где оно размалывается и сушится. Образующаяся аэропыль проходит через сепаратор *5* и циклон *6*, где топливная пыль в основном (до 90%) отделяется от воздуха и осаждается. В сепараторе отделяются также недоразмолотые крупные частицы топлива, которые возвращаются опять в мельницу. Готовая топливная пыль из циклона поступает в промежуточный бункер *7*, откуда питателем (шнеком) *8* подается в трубопровод к горелкам *10* и топочную камеру *12*. Аэро-

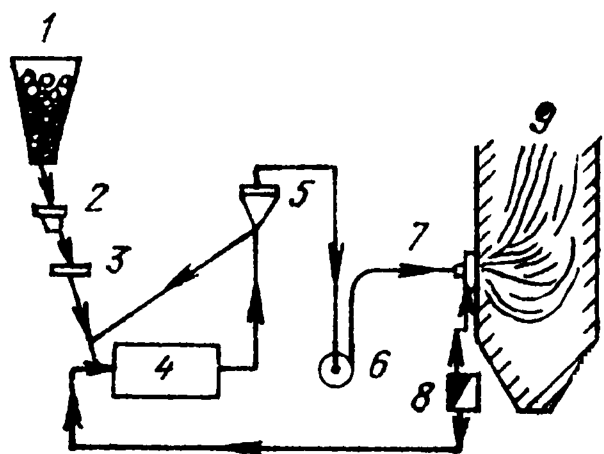


Рис. III.24. Схема индивидуальной системы пылеприготовления без промежуточного бункера

1 — бункер сырого угля; *2* — весы; *3* — питатель; *4* — мельница; *5* — сепаратор; *6* — вентилятор; *7* — горелка; *8* — короб горячего воздуха; *9* — топка

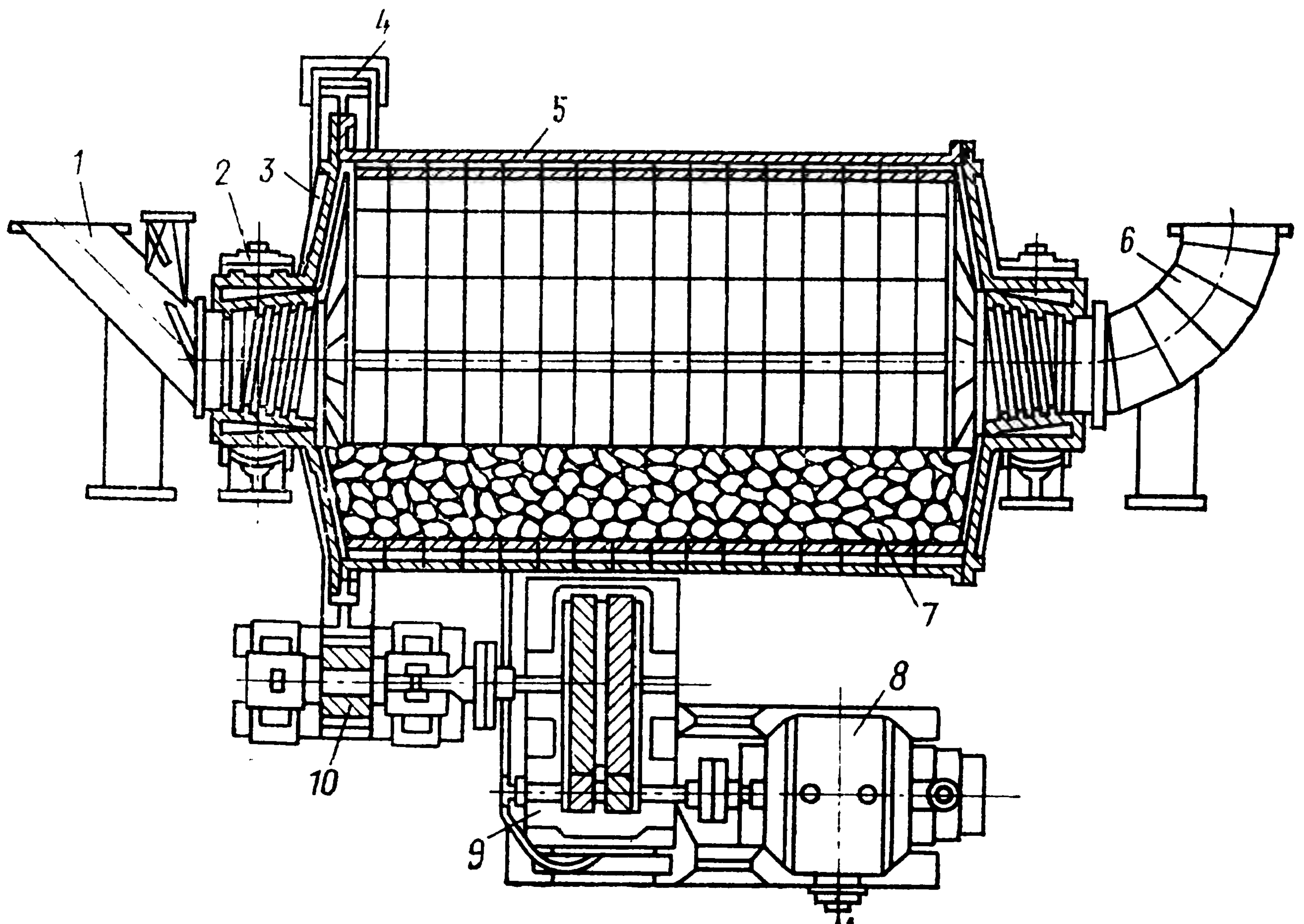


Рис. III.25. Шаровая барабанная мельница

смесь в системе движется с помощью вентилятора *9*. Горячий воздух в систему поступает по воздуховоду *11*.

В некоторых случаях индивидуальные системы пылеприготовления выполняются более упрощенно без промежуточного бункера (рис. III.24). Эта система имеет жесткую связь мельничного оборудования и котла, поэтому при изменении нагрузки котла требуется изменение режима работы мельницы. В связи с тем, что вся пыль в этой системе проходит через вентилятор, наблюдается значительное изнашивание его лопаток. Эта система применяется при работе топок на бурых и каменных углях, допускающих грубый помол топлива.

Система пылеприготовления с промежуточным бункером несколько усложняется, но повышается надежность работы установки. При этом мельница может работать независимо от работы котла, т. е. при экономически наивыгоднейшем ее режиме. Эта система пылеприготовления применяется в котлах большой производительности при работе топок на тощих углях, для которых необходим тонкий помол топлива.

Для размола твердого топлива в системах пылеприготовления широко используют *шаровые барабанные мельницы* (рис. III.25).

Такая мельница представляет собой горизонтальный барабан *5* диаметром 2—4 м и длиной 2,5—8 м, закрытый с обеих сторон торцовыми стенками *3*. Изнутри барабан покрыт защитными броневыми плитами и примерно 1/3 объема заполнена стальными шарами *7* диаметром 30—50 мм. По торцам барабана мельницы расположены углеподающий *1* и пылевыделяющий *6* патрубки и опорные подшипники *2*. Привод мельницы осуществляется от электродвигателя *8* через редуктор *9*, вал которого соединен с ведущей шестерней *10*. Последняя сцепляется с зубчатым венцом *4*, опоясывающим торцовое днище барабана. При работе мельницы барабан вращается со скоростью около 20 об/мин; при этом заполняющие барабан шары перемещаются и дробят поступающее в него топливо. Вместе с топливом в барабан мельницы подается горячий воздух для сушки топлива и транспортирования образующейся пыли. Скорость потока воздуха в барабане составляет 1—2,5 м/с.

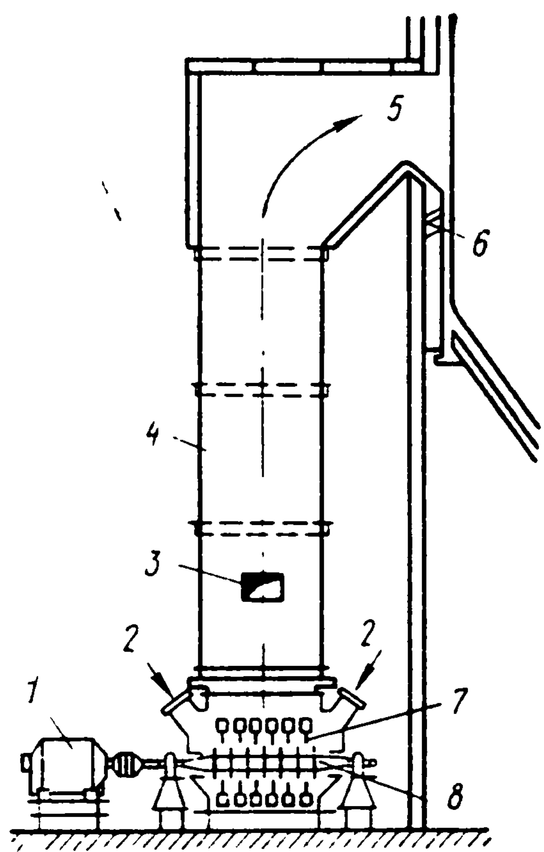
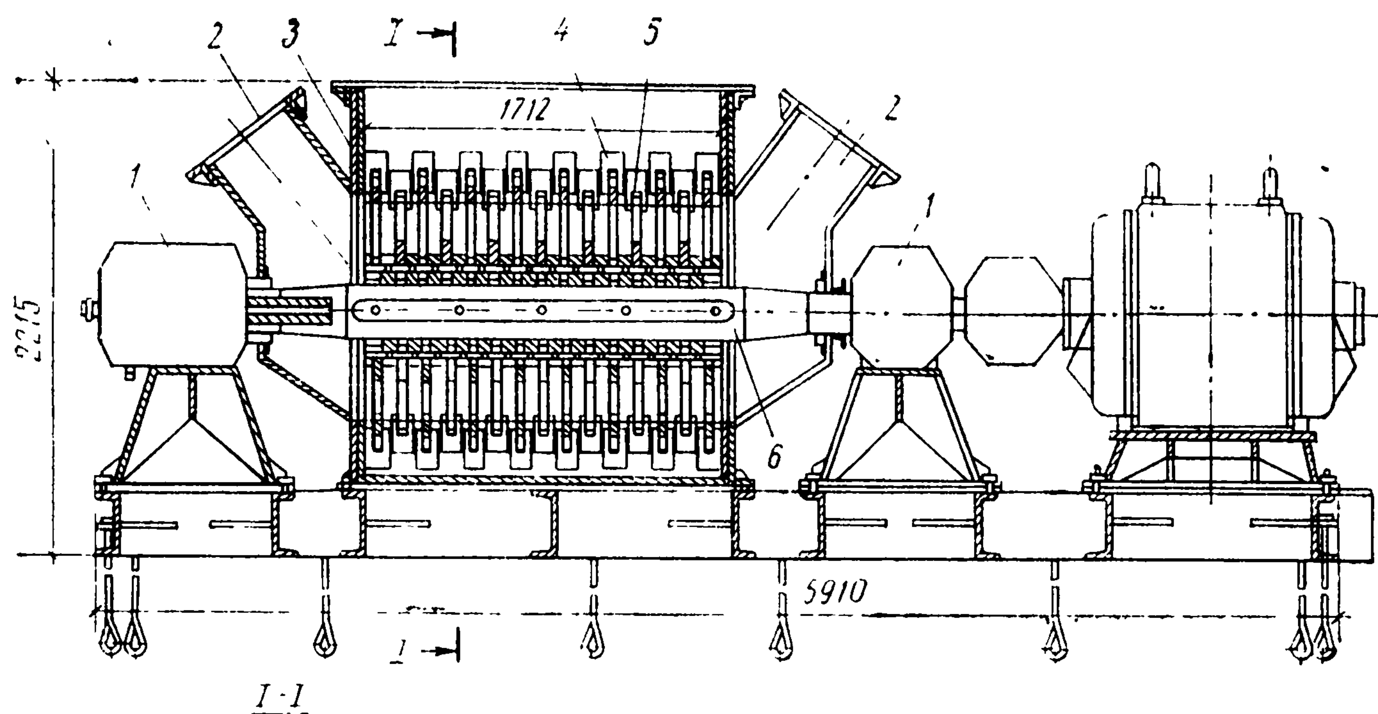
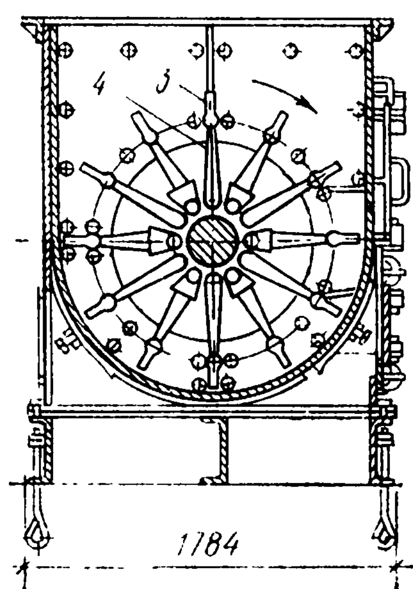


Рис. III.26. Компоновка молотковой мельницы с топкой

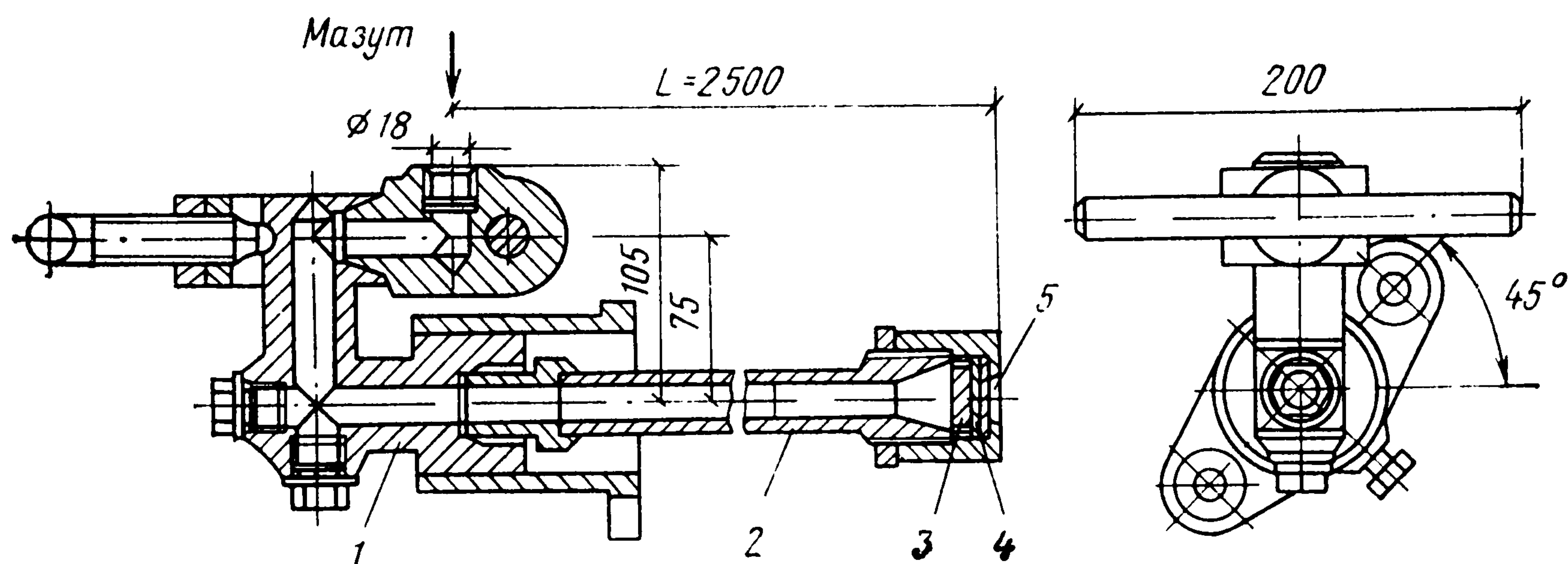
Основные достоинства шаровых барабанных мельниц — надежность в работе и универсальность, т. е. пригодность для размола топлива различных видов, а также возможность регулирования тонкости его помола. Недостатками являются: громоздкость, большой износ металла (шаров) и повышенный расход электроэнер-





▲ **Рис. III.27. Молотковая мельница с аксиальным подводом воздуха**

Рис. III.28. Мазутная форсунка с механическим распыливанием ▼



гии на размол топлива. На холостой ход шаровых мельниц затрачивается примерно 80—90% всей расходуемой энергии, поэтому нужно обеспечивать равномерную и полную загрузку мельницы.

Для размола топлива более мягких видов и особенно топлива с повышенным выходом летучих (бурые угли, торф, сланцы и др.) в системах индивидуального пылеприготовления исполь-

зуют быстроходные мельницы ударного действия—молотковые и вентиляторные.

Принципиальная схема системы пылеприготовления с *молотковой мельницей* показана на рис. III.26.

Топливо через отверстие *3* подается в шахту *4*, выполненную в виде камеры прямоугольного сечения высотой 4—8 м и более в зависимости от производительности мельницы. В нижней ее части размещается мельница с ротором *8* и укрепленными на нем билами *7*. При вращении ротора, осуществляемом с помощью электродвигателя *1*, подаваемое в шахту топливо размельчается билами.

Верхняя часть шахты через отверстие *5*, называемое амбразурой, соединена с топочной камерой. Размельченное топливо выносится в топку потоком горячего воздуха, подаваемого через патрубки *2*, при этом горячий воздух обеспечивает также и подсушку топлива. Скорость движения пылевоздушной смеси в шахте составляет около 3—4 м/с. При входе в топочную камеру эта скорость несколько повышается, что предохраняет аэросмесь от возможности преждевременного воспламенения ее в шахте. Вторичный воздух, необходимый для горения, поступает в топку через специальную щель *6*.

Молотковые мельницы компактны, просты в эксплуатации и расходуют сравнительно мало электроэнергии на размол топлива, чем в шаровых мельницах. Основной недостаток таких мельниц—быстрый износ бил, что ведет к резкому снижению их производительности. Замену бил производят примерно через 300—500 ч работы.

Конструкция *мельницы с аксиальным подводом воздуха* показана на рис. III.27. Мельница состоит из стального кожуха *3*, где размещен ротор, состоящий из вала *6*, к которому крепятся стальные или чугунные била *4* с помощью билодержателей *5*. Вал ротора опирается на подшипники *1*, охлаждаемые водой. Ротор мельницы приводится в движение от электродвигателя, устанавливаемого на раме. Топливо в мельнице разбивается билами, одновременно подсушивается горячим воздухом, подаваемым через патрубки *2*, и в размолотом виде выносится из мельницы.

Топки для сжигания жидкого топлива. В качестве жидкого топлива в промышленных котельных используют в основном мазут. Мазут, как и пылевидное топливо, сжигается в камерных топках во взвешенном состоянии, причем перед поступлением в топку топливо распыливается на мелкие капельки. Чем тоньше оно распыливается, тем лучше перемешивается с воздухом, а следовательно, тем эффективнее протекает процесс горения. Топливо распыливается с помощью специальных устройств, называемых форсунками. По принципу действия форсунки делятся на механические, паровые и воздушные.

В механических форсунках топливо распыливается вследствие продавливания его под давлением через мелкие отверстия. Для этого к форсункам специальным насосом подается нагретый мазут под давлением 2—3 МПа.

Форсунка с механическим распыливанием мазута показана на рис. III.28. Она состоит из корпуса *1* и ввернутого в него ствола *2*, на конце которого размещена распыливающая головка, прижимаемая к стволу пустотелой гайкой. Распыливающая головка состоит из трех деталей: распределительного диска *3*, завихривающего диска *4* и распыливающей шайбы *5*.

Механические форсунки выпускаются нескольких типоразмеров производительностью от 250 до 4000 кг/ч. Основное достоинство их заключается в том, что не требуется пар (или воздух) на распыливание топлива. Кроме того, они отличаются конструктивной компактностью и сравнительно бесшумной работой. Недостатками форсунок являются их быстрое загрязнение (требуется частая чистка форсунок), а также ухудшение распыливания при режимах работы, отклоняющихся от расчетных.

В отличие от механического распыливания в паровых и воздушных форсунках топливо распыливается паром с давлением 0,4—1,6 МПа или сжатым воздухом. Удельный расход пара составляет 0,3—0,5 кг на 1 кг мазута.

На рис. III.29 *приведена форсунка с паровым распыливанием мазута*, состоящая из корпуса *1* и двух концентрических труб *2* и *3*. Во внутреннюю трубу поступает пар и выходит из нее через расширяющееся сопло *4* с большой скоростью ($\geqslant$1000 м/с). Топливо движется по кольцевому каналу между трубами и через щель, образуемую соплом и гайкой *5*, поступает в поток пара и распыливается.

Для обеспечения лучшего распыливания мазут перед поступлением в форсунки подогревается примерно до температуры 70—100°С и более в зависимости от его вязкости. Мазут подогревается или непосредственно в мазутных резервуарах (для чего в нижней их части размещаются змеевики, обогреваемые паром), или в специальных поверхностных теплообменниках.

Несмотря на надежную работу паровых форсунок, широкого распространения они не получили вследствие значительного расхода пара на распыливание, что обусловливает их малую экономичность. Поэтому в настоящее время паровые форсунки применяются только в котлах небольшой производительности, а также для растопки котлов, работающих на пылевидном топливе.

Воздушные форсунки применяют главным образом в водогрейных котельных небольшой теплопроизводительности. Воздух для распыливания топлива подается от вентилятора с давлением около 2—7 кПа. Из-за малой скорости движения воздуха

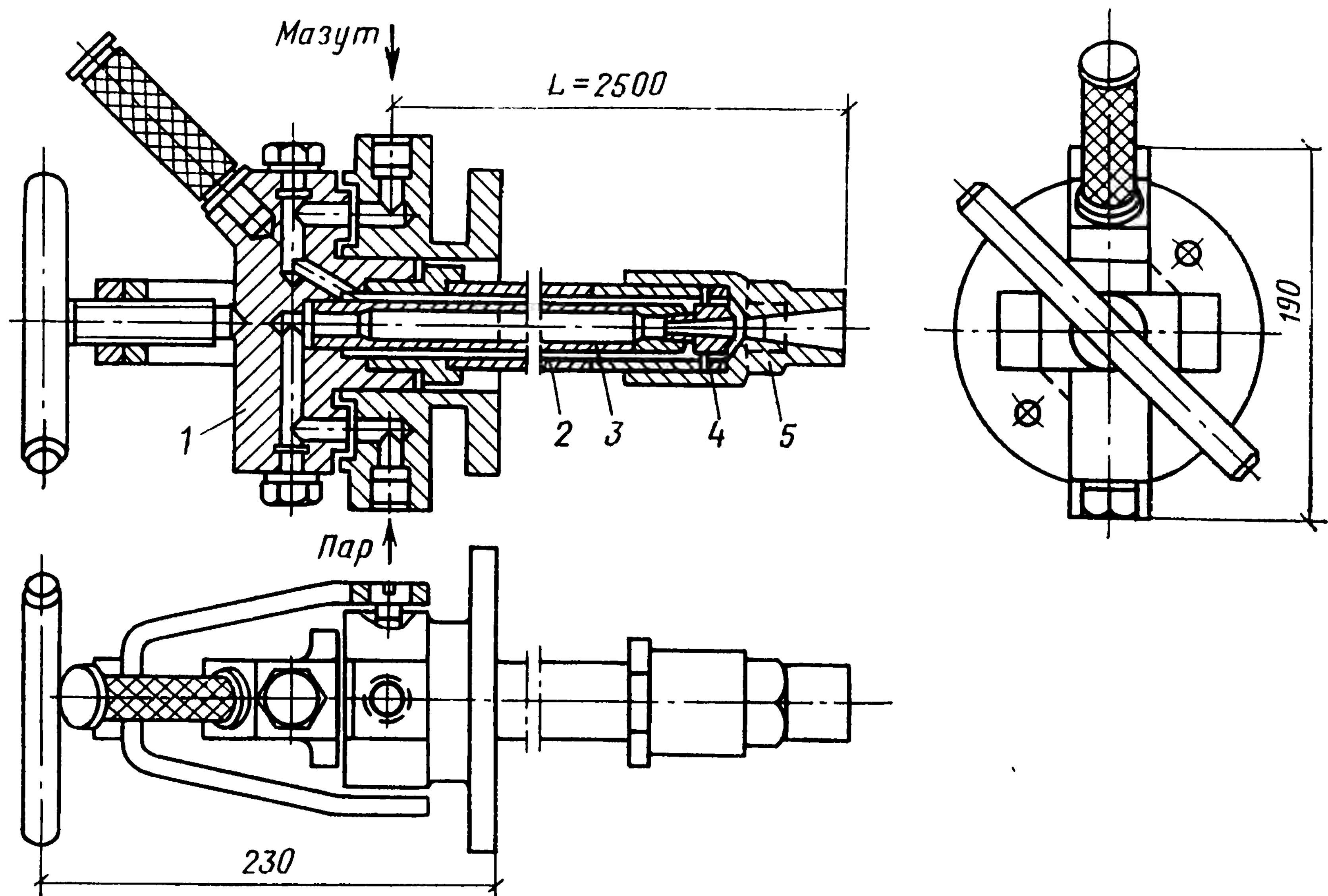


Рис. III.29. Мазутная форсунка с паровым распыливанием

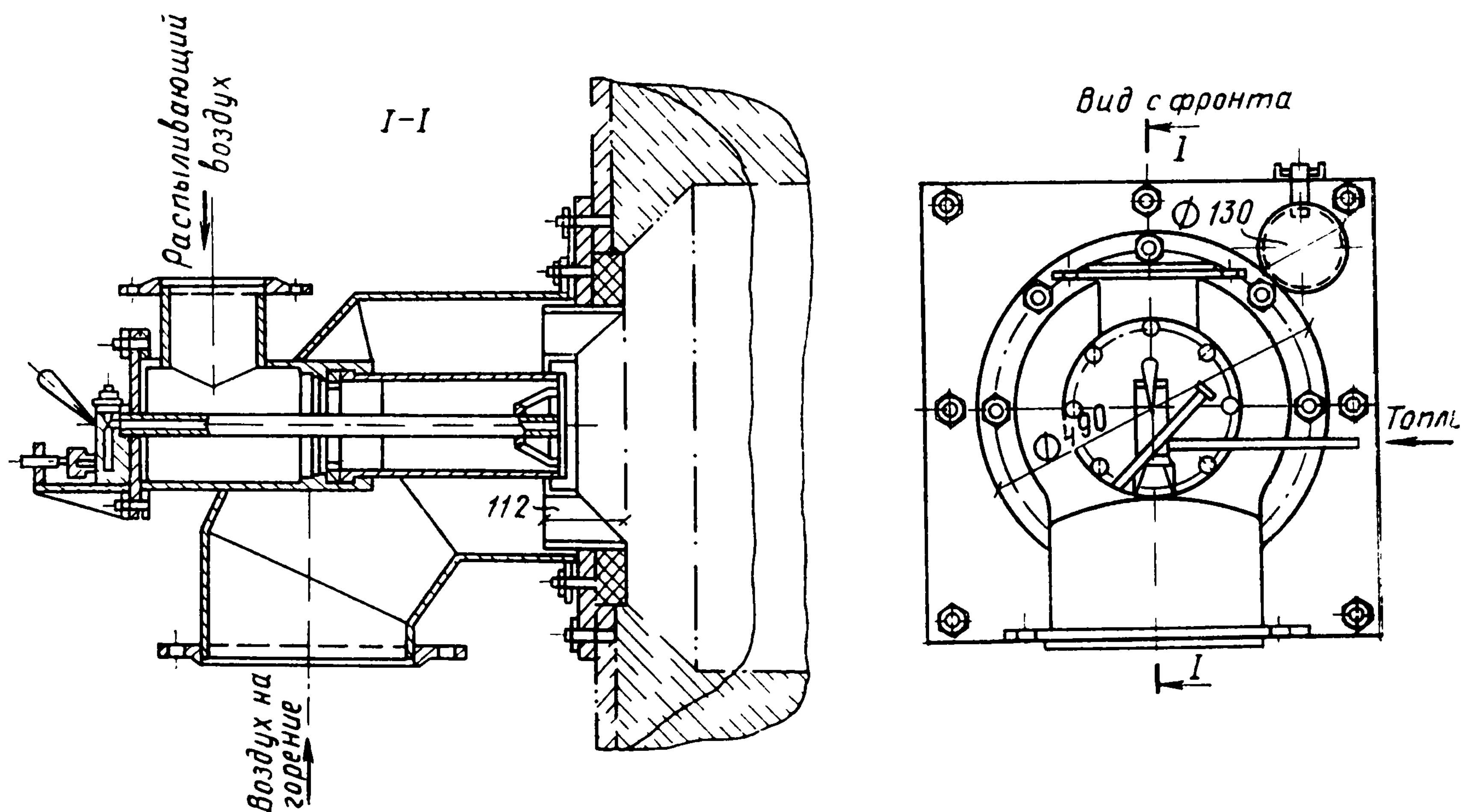


Рис. III.30. Форсунка с воздушным распыливанием

эти форсунки не обеспечивают достаточно хорошего распыливания топлива, поэтому применение их ограничено.

Одна из конструкций форсунок с воздушным распыливанием показана на рис. III.30. Эта форсунка может быть использована под котлами малой мощности. Распыливание мазута в ней осуществляется воздухом с давлением 2—3 кПа. Расход воздуха составляет 10—15% всего количества, необходимого для горения. Мазут может поступать с давлением 30—50 кПа.

Форсунка характеризуется большим диапазоном регулирования производительности (20—100%). Кроме того, она образует сравнительно короткий факел, что позволяет устанавливать ее в камере ограниченных размеров.

Более совершенными горелками для сжигания мазута являются *форсунки с паромеханическим распыливанием* (рис. III.31), при конструировании которых учтены некоторые недостатки механических и паровых форсунок. Заводом «Ильмарине» отработано шесть типоразмеров таких форсунок для теплопроизводительности 1,7—10 МВт. Эти форсунки рекомендуется устанавливать в топочной камере длиной более 1 м. Давление мазута перед форсункой должно быть 1,3—3 МПа, пара 0,2—0,3 МПа и воздуха—1—1,5 кПа.

В настоящее время достаточно широкое распространение получили *ротационные форсунки* (рис. III.32), где топливо распыливается под действием центробежной силы, создаваемой вращающимся коническим стаканом (чашей) *5*, в который по трубопроводу *2* под небольшим давлением (насосом или самотеком) подается жидкое топливо. Под действием центробежной силы топливо прижимается к внутренней поверхности стакана, растекается и перемещается к краю, с которого срывается и распыливается. Для улучшения распыливания топлива через зазор между стаканом *5* и насадкой *4* вентилятором *6* подается первичный воздух, количество которого регулируется заслонкой *7*. Вторичный воздух поступает в топку через кольцевое пространство между насадкой *4* и корпусом *3*. Распыливающий конический стакан и крыльчатка вентилятора находятся на одном валу *8* и приводятся во вращение через клиноременную передачу от электродвигателя *1*.

Достоинствами таких форсунок являются сравнительно хорошее распыливание топлива даже низких сортов, не требуются насосы высокого давления, при горении образуется короткий факел, что весьма важно для котлов небольшой производительности. Недостатки форсунок—сложность конструкции, создаваемый шум при работе и др. Форсунки такого типа изготовляют различных типоразмеров.

В отличие от топок для сжигания пылевидного топлива топки для сжигания мазута (рис. III.33) просты по устройству и не имеют шлакового бункера, вместо которого в них предусмотрен наклонный кирпичный под.

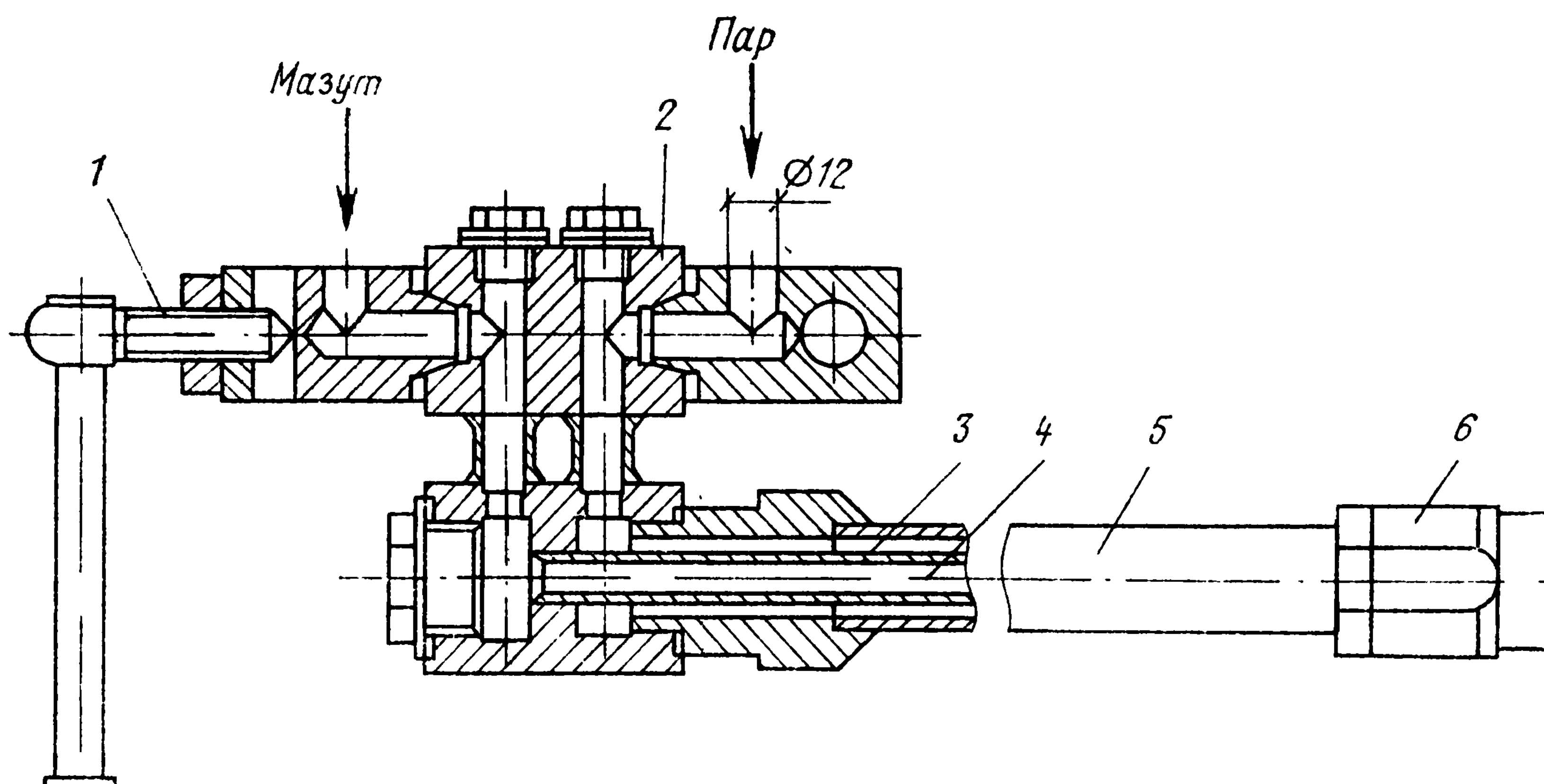


Рис. III.31. Мазутная форсунка с паромеханическим распыливанием

1 — зажимной винт; *2* — колодка; *3* — паровая труба; *4* — топливная труба; *5* — ств(*6* — распыливающая головка

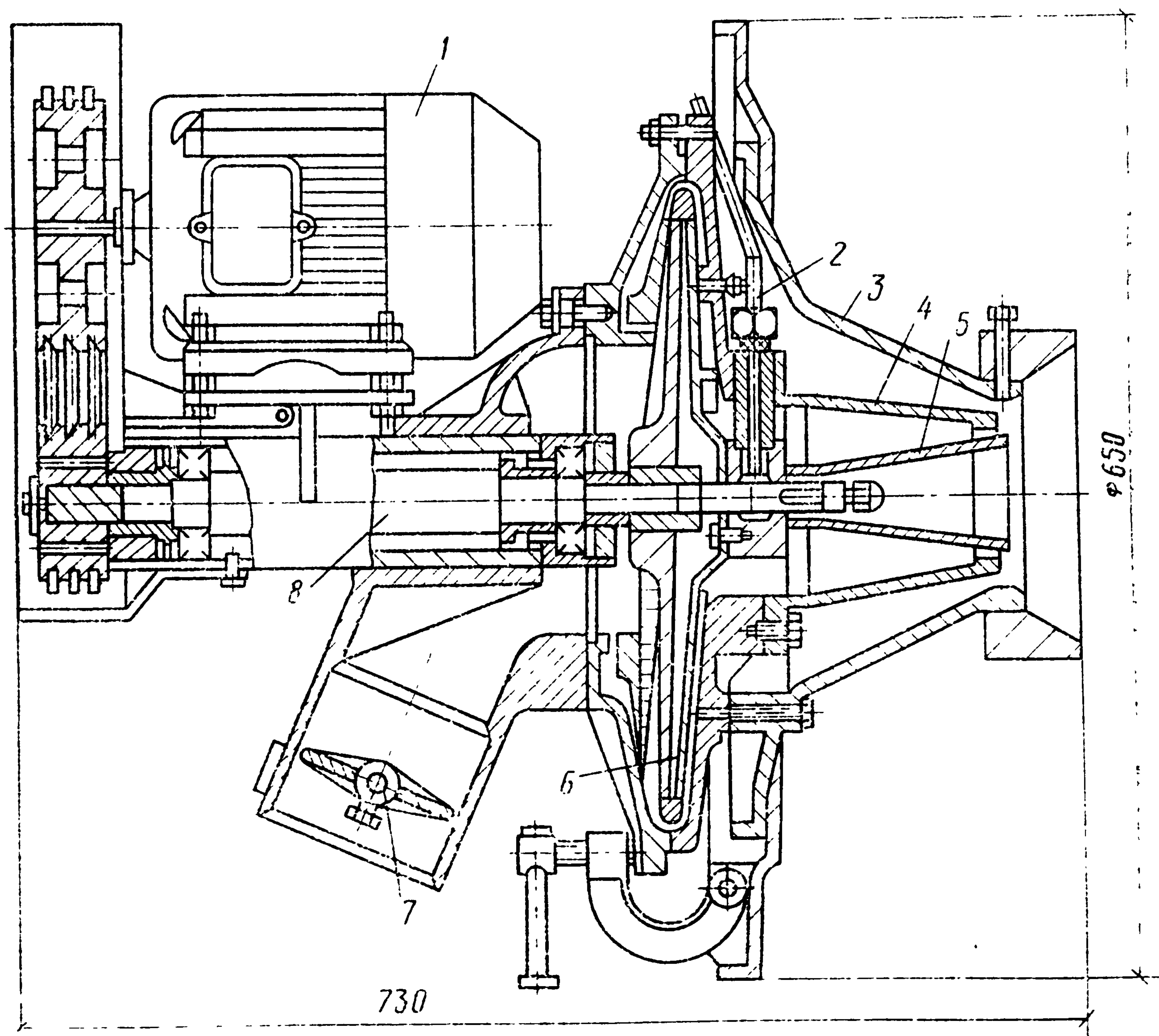


Рис. III.32. Ротационная форсунка

Мазутные форсунки *3* (место их расположения), как правило, размещают на фронтовой стене на расстоянии 1—1,2 м друг от друга. Первичный воздух, необходимый для горения, поступает через воздушный регистр, расположенный при форсунке; вторичный воздух подводится через отверстие *1* (под форсунками) или под корень факела по ряду каналов *2*, проходящих по стенам обмуровки топки. Идущий по каналам воздух подсасывается из помещения вследствие разрежения в топке. Количество вторичного воздуха составляет примерно 30%.

Длина топочной камеры должна соответствовать длине факела и при производительности форсунок 200—250 кг/ч она не должна быть меньше 3 м. С повышением производительности форсунки глубина топки увеличивается.

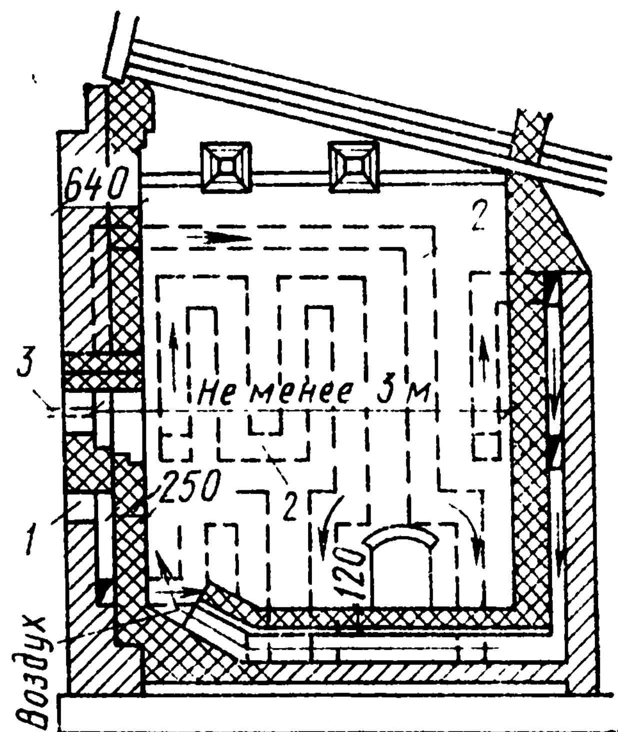


Рис. III.33. Топка для сжигания мазута

Топки для сжигания газа. Газ сжигается в камерных топках, по конструкции аналогичных топкам для жидкого топлива, поэтому мазут можно сжигать в топках для газа, и наоборот.

Для образования газовоздушной смеси и создания условий для устойчивого ее воспламенения применяют газовые горелки.

Существуют различные типы и конструкции горелок. Наибольшее распространение получили смесительные и инжекционные горелки. В смесительные горелки воздух для горения подается с помощью вентиляторов, а в инжекционные — вследствие подсоса (инжекции) его из помещения за счет энергии давления газа при прохождении его через сопло горелок.

В *инжекционных горелках,* работающих при давлении газа до 2,5 кПа, количество подсасываемого первичного воздуха составляет около 30—70%. Недостающее его количество (вторичный воздух) поступает в топку вследствие разрежения в ней. В горелках среднего и повышенного давления (10—30 кПа) количество подсасываемого первичного воздуха обеспечивает полное горение топлива, поэтому подача вторичного воздуха не требуется. Эти горелки выполняются прямыми или угловыми; последние устанавливают для уменьшения длины фронта обслуживания котлов.

На рис. III.34 приведена схема инжекционной горелки системы инж. Казанцева. Газ от газопровода подводится к трубе *3*, проходит сопло *2* и затем поступает в конфузор смесителя *4*, куда подсасывается воздух из атмосферы. В камере смешения *5* газ и воздух окончательно перемешиваются, а образующаяся газовоздушная смесь через диффузор *6* поступает в топку.

Горелка имеет глушитель шума (он же регулятор подачи воздуха) *1* и стабилизатор *7*, выполненный в виде пакета из стальных пластин шириной 16 мм и толщиной 0,5 мм. Стабилизатор *7* обеспечивает надежность воспламенения смеси и предохраняет от проникания пламени внутрь горелки в случае снижения ее производительности.

Инжекционные горелки выпускают нескольких типоразмеров теплопроизводительностью 140—2500 кВт. Основные достоин-

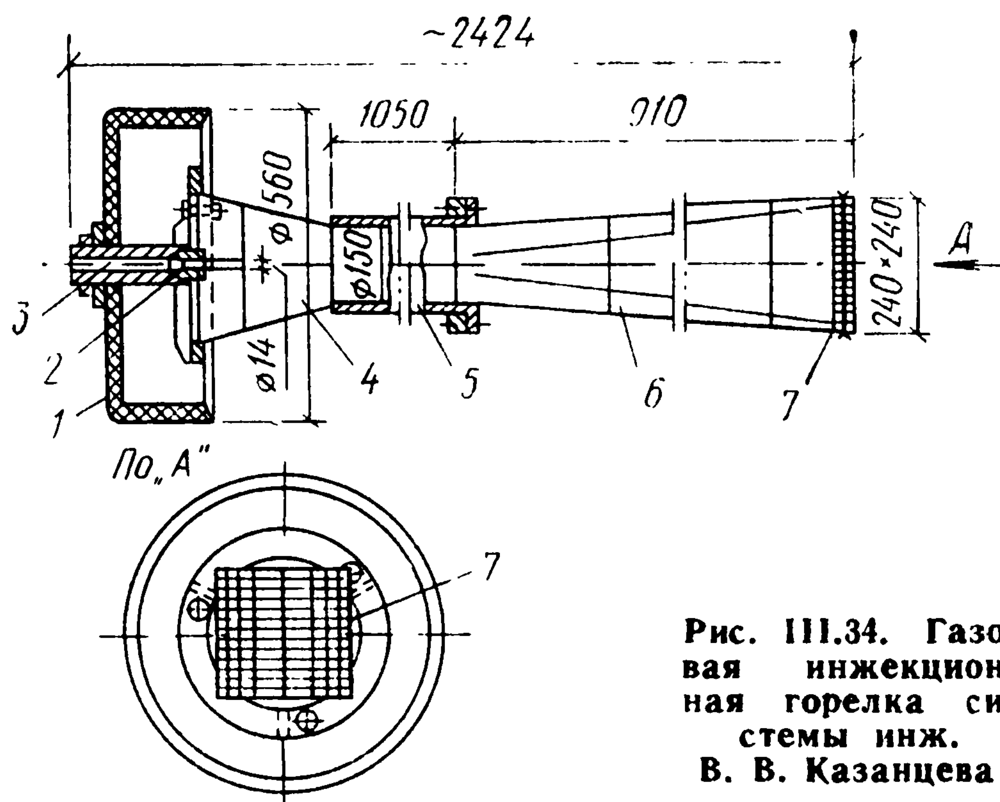


Рис. III.34. Газовая инжекционная горелка системы инж. В. В. Казанцева

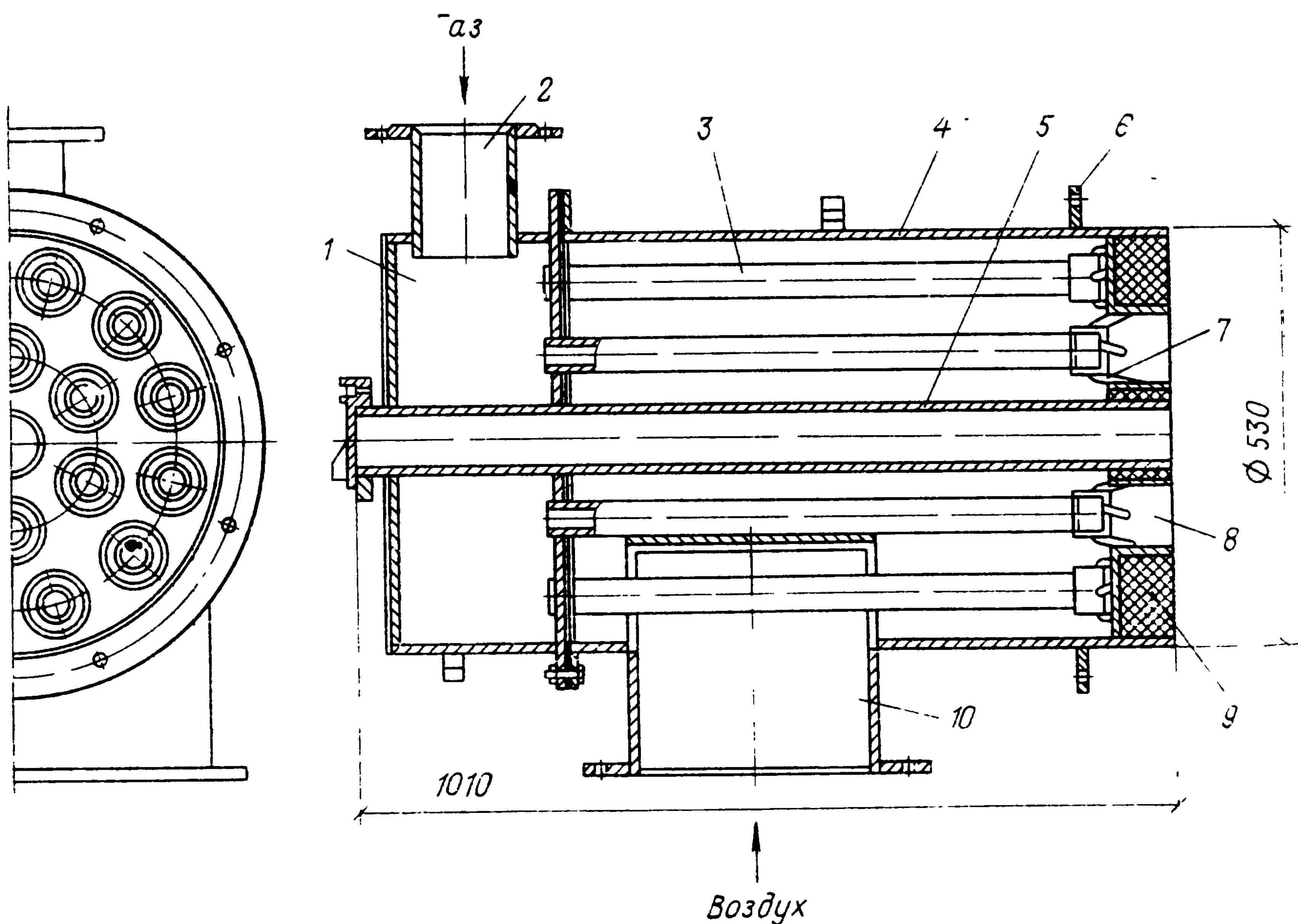


Рис. III.35. Газовая смесительная горелка системы «Мосгазпроект»

ства этих горелок—простота конструкции и обслуживания, высокая экономичность и отсутствие дутьевых вентиляторов. Недостатками их являются сильный шум, создаваемый при работе, а также конструктивная громоздкость, в связи с чем для установки их требуется много места перед фронтом котла.

Смесительные горелки бывают низкого давления—давление газа перед горелкой до 2 кПа, а воздуха—1—1,5 кПа и среднего давления — давление газа перед горелкой до 30 кПа, а воздуха—2,5—3 кПа.

Горелка низкого давления (рис. III.35) состоит из корпуса *4*, выполненного в виде цилиндра с двумя патрубками *2* и *10*, которые служат для раздельного подвода соответственно газа и воздуха. Внутри корпуса горелки размещены трубки *3*, по которым газ из камеры *1* через отверстие *8* в стенке *9* поступает в топку.

Воздух от вентилятора через патрубок *10* поступает в корпус *4* и движется между трубками *3*, а затем через те же отверстия *8* направляется в топку. Перед этим воздух проходит через специальные лопатки *7*, благодаря чему он завихривается, что способствует хорошему перемешиванию газа с воздухом на выходе из горелки. В центре горелки размещена трубка *5*, предназначенная для розжига горелки и наблюдения за факелом. Кроме того, при комбинированном сжигании газа и мазута в этой трубке может быть установлена мазутная форсунка. Горелка крепится к каркасу топки с помощью фланца *6*. Стенка *9* со стороны топки футеруется огнеупорным бетоном или шамотной массой толщиной 70—100 мм.

Горелки такого типа изготовляют восьми типоразмеров теплопроизводительностью 3900—9300 кВт при давлении газа перед горелкой 1 кПа. Как показывает опыт эксплуатации, эти горелки работают надежно и устойчиво, обеспечивая полное сгорание газа при относительно небольшой длине факела.

Под котлами небольшой производительности для сжигания газа часто используют *подовые щелевые горелки*, отличающиеся простотой устройства. Изготовляют их из стальной трубы диаметром 50—60 мм, в которой порядно насверлены отверстия. Такую трубу устанавливают в специальной щели, выкладываемой из шамотного кирпича. Газ подается в трубу и через отверстия выходит в щель (туннели), куда также подается воздух за счет разрежения в топке (в горелках без принудительной подачи воздуха) или вентилятором. В щели газ смешивается с воздухом и начинает гореть.

В отдельных случаях возникает необходимость сжигать в одной топке газ и мазут. Для этого используют специальные *комбинированные газомазутные горелки типа ГМГ и НГМГ*, которые различаются по способу распыливания мазута: паром (горелки ГМГ) или воздухом (горелки НГМГ).

На рис. III.36 изображена газомазутная горелка ЦКТИ —

Ильмарине типа НГМГ. Горелка имеет патрубок *2*, через который газ попадает в кольцевую камеру *6*. Оттуда через отверстие *4* газ выходит в зону регистра *5*, где смешивается с воздухом, поступающим в горелку через патрубок *8*, и направляется в топку. При установке мазутной форсунки *7* с воздушным распыливанием мазут проходит через ее сопло и в зоне завихрителей *3* попадает в закрученный поток первичного воздуха, идущего через патрубок *1*, и распыливается. Через патрубок *8* подается необходимое количество вторичного воздуха. Образовавшаяся смесь поступает в топку, где и сгорает. Вторичный воздух подается вентилятором под давлением 1—1,5 кПа; воздух для распыливания мазута поступает от специального вентилятора под давлением около 4 кПа.

Горелки изготовляют четырех типоразмеров теплопроизводительностью 1,16—6,4 МВт. Расчетные характеристики основных типов топок приведены в табл. III.8.

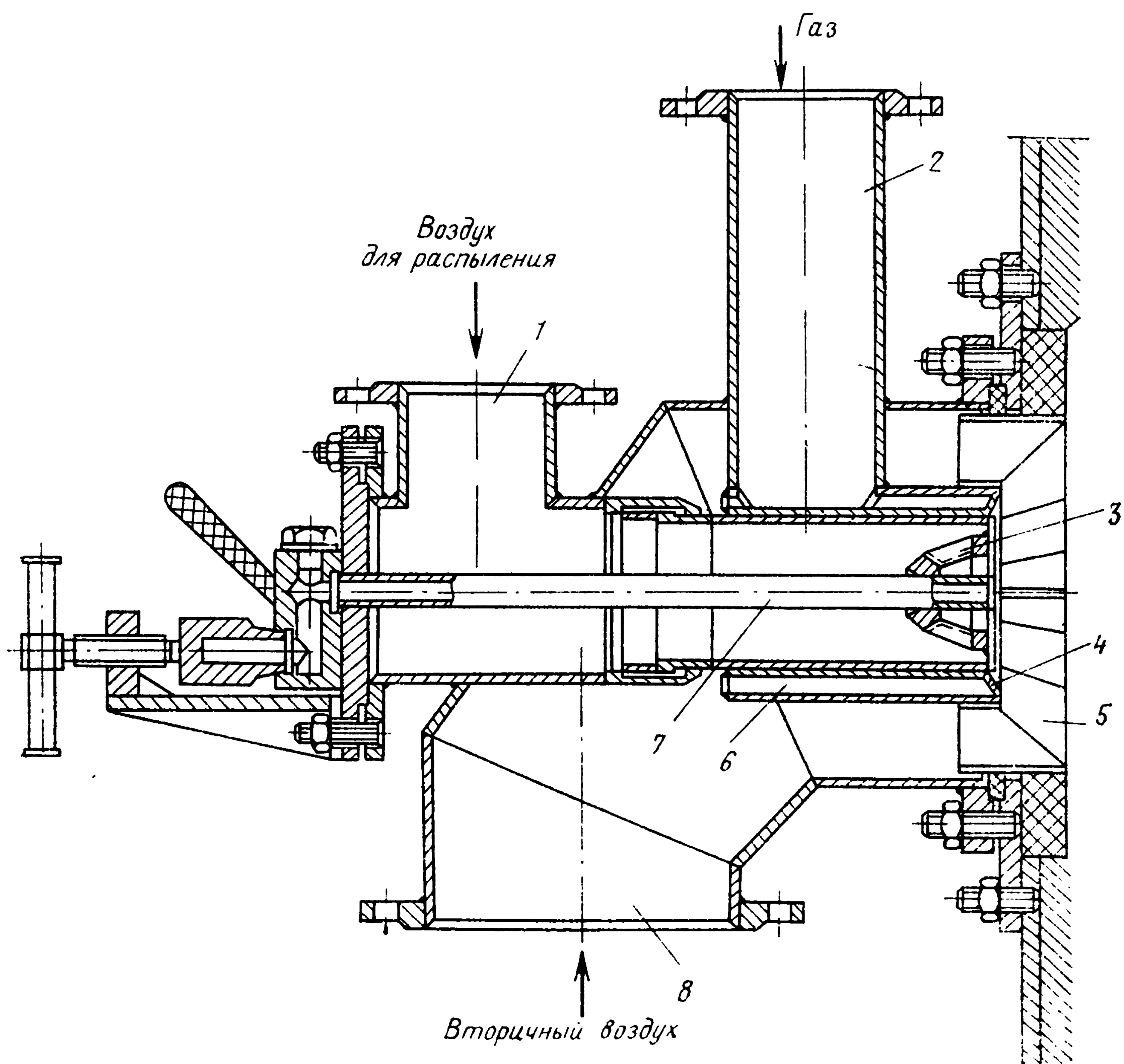


Рис. III.36. Газомазутная горелка ЦКТИ — Ильмарине

Таблица III.8. **Расчетные характеристики топок**

Тип топки	Топливо	Тепловое напряжение зеркала горения, кВт/м²	Тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³	Коэффициент избытка воздуха α_m	Потери тепла от недожога, %: химического q_3	Потери тепла от недожога, %: механического q_4	Давление под решеткой, кПа
Топки с неподвижной решеткой и ручным обслуживанием под чугунными и цилиндрическими котлами	Бурые угли Антрацит сортированный Антрацит несортированный	520 580 520	350 350 350	1,45 1,4 1,45	2 2 2,5	7 7 9,5	0,5 0,5 0,5
ПМЗ-РПК	Бурые угли Каменные угли Антрациты	930—1050 1050 930—1050	230—290 230—290 230—290	1,4 1,4 1,6	1 1 0,5	10 7 12—18	0,6 0,6 0,6
Шахтная Системы Померанцева Системы Шершнева	Торф Древесные отходы Фрезерный торф $W^p = 50\%$	1280 2300—4600 —	290 350—450 175—350	1,4 1,3 1,25—1,3	2 5 0,5	2 5 3	0,6 0,8 0,4
С шурующей планкой	Бурые угли Каменные угли	800—930 990—1050	230—290 230—290	1,4 1,4	1 1	7—9 7	1 1
ЧЦР	Бурые угли типа челябинского Неспекающиеся каменные угли Слабоспекающиеся угли Антрациты	1050 1160 1050 800—1160	230—290 230—290 230—290 250—350	1,3 1,3 1,3 1,5—1,6	1 1 1 0,5	5 6 5 7—14	0,8 0,8 0,8 1
ПМЗ-ЛЦР	Бурые угли типа подмосковных Бурые угли типа челябинского Каменные угли	1050—1280 1050—1400 1050—1600	230—290 230—290 230—290	1,3 1,3 1,3	0,5 0,5 0,5	9 6 6	0,8 0,8 0,8
Камерная	Антрацитовый штыб Каменные угли Бурые угли Мазут и природные газы	— — — —	145 185 230 290	1,25 1,2 1,2 1,15	0 0,5 0,5 1,5	4—5 1,5—3 0,5—1 —	— — — —

Глава IV. КОТЛЫ

§ 17. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ

Для получения пара или горячей воды служат специальные устройства—котлы (или котлоагрегаты). Котлы, в которых вырабатывается пар, называются *паровыми*, а котлы, предназначенные для получения горячей воды,—*водогрейными*.

В настоящее время существует много разнообразных типов и конструкций паровых и водогрейных котлов.

Классификация **паровых котлов** производится по разным признакам. Так, котлы, вырабатывающие пар с давлением $P \leqslant 0,17$ МПа или горячую воду с температурой 115°C, относятся к категории котлов низкого давления. Эти котлы изготовляют, как правило, чугунными и используют как отопительные.

По принципу движения (циркуляции) воды котлы делятся на две большие группы: с естественной и принудительной циркуляцией.

В котлах с *естественной циркуляцией* вода движется вследствие разности ее плотностей. Котлы этого типа разделяются на *газотрубные*—с дымогарными и жаровыми трубами и *водотрубные*. В газотрубных котлах горячие газы движутся внутри труб, омываемых снаружи водой; в водотрубных вода перемещается по трубам, а дымовые газы движутся снаружи их. В зависимости от угла наклона кипятильных труб к горизонту водотрубные котлы разделяются на *горизонтально-водотрубные*—с небольшим углом наклона труб и *вертикально-водотрубные* — угол наклона труб составляет 50° и более.

В настоящее время котлы с жаровыми трубами и горизонтально-водотрубные из-за ряда существенных недостатков (значительная металлоемкость, сравнительно большие габариты, неблагоприятные условия циркуляции и др.) не выпускаются. Наибольшее распространение получили вертикально-водотрубные котлы, которые изготовляются различных типоразмеров и конструкций. Эти котлы устанавливают в производственных, производственно-отопительных и чисто отопительных котельных, а также на тепловых станциях.

На рис. IV.I показана схема развития конструктивных форм котлов с естественной циркуляцией. Как видно, развитие конструктивных форм котлов от их простейшей конструкции—цилиндрического котла, представляющего собой барабан большого диаметра, шло по двум направлениям.

Первое направление—размещение дополнительных поверхностей нагрева в барабане котла. В результате этого появились газотрубные котлы (с движением газа внутри труб): жаротрубные и дымогарные. Жаротрубные котлы, заменившие цилиндрические, конструктивно представляют собой барабан, в котором

размещены одна-две жаровые трубы большого диаметра. В дымогарных котлах, являющихся дальнейшим развитием жаротрубных, жаровые трубы заменены системой труб малого диаметра, благодаря чему (в пределах тех же габаритов) увеличивается площадь поверхности нагрева, снижается расход металла и т. д. Необходимо отметить, что жаротрубные и дымогарные котлы, получившие ранее достаточно широкое распространение, в настоящее время применяются ограниченно.

Другое направление — размещение дополнительных поверхностей нагрева за пределами барабана котла, что привело к созданию водотрубных котлов различных типов: горизонтально-водотрубных, вертикально-водотрубных и наиболее современных экранных водотрубных котлов.

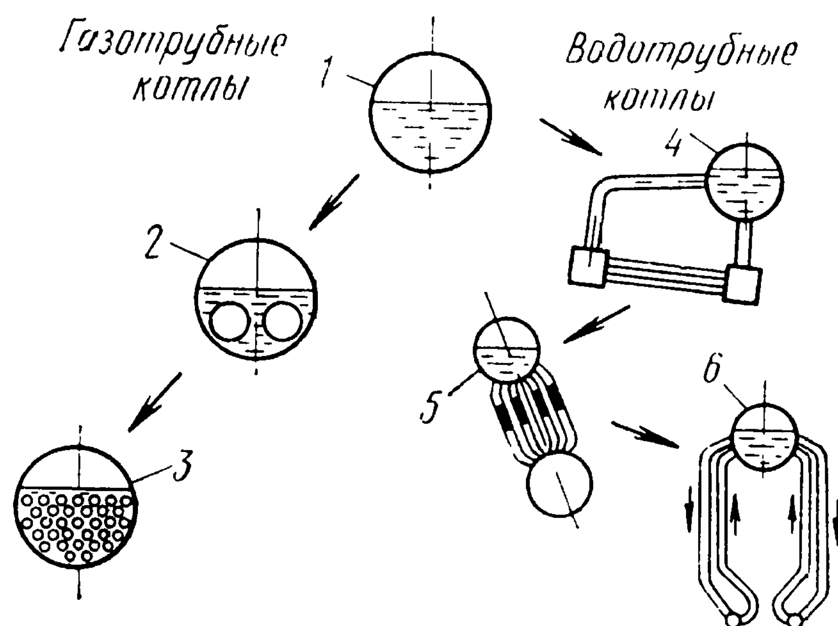


Рис. IV.1. Схема развития конструктивных форм паровых котлов

1 — цилиндрический котел; 2 — жаротрубный котел; 3 — дымогарный котел; 4 — горизонтально-водотрубный котел; 5 — вертикально-водотрубный котел; 6 — экранный водотрубный котел

В котлах с *принудительной циркуляцией* вода движется за счет напора, создаваемого насосами. Такие котлы бывают с многократной циркуляцией и прямоточные. Котлы с многократной циркуляцией из-за сложности их эксплуатации широкого распространения не получили. Прямоточные котлы применяются главным образом как энергетические на тепловых электрических станциях. В этих котлах наблюдается однократная принудительная циркуляция воды, и полное испарение воды происходит за время одного прохождения ее по поверхности нагрева.

Основные характеристики паровых котлов как с естественной, так и с принудительной циркуляцией приведены в табл. IV.1.

Водогрейные котлы по характеру циркуляции (независимо от конструкции) являются прямоточными, т. е. с однократным движением воды по отдельным его элементам. В этом их сходство с паровыми прямоточными котлами.

Водогрейные котлы характеризуются в основном теплопроизводительностью, а также температурой нагретой воды и ее давлением. Водогрейные котлы выпускаются чугунными и стальными.

Чугунные водогрейные котлы широко применяются в системах водяного отопления отдельных жилых и общественных зданий. Эти котлы имеют небольшую теплопроизводительность ≈ 1160 кВт. Они предназначены для подогрева воды до температуры 115°C при давлении $p \leqslant 0{,}6$ МПа. Чугунные котлы можно

Таблица IV.1. **Основные характеристики паровых котлов**

Тип котла	Паропроизводительность, т/ч	Давление пара (абс.), МПа	Температура, °C		
			пара	пара после промежуточного подогрева	питательной воды
С естественной циркуляцией, с перегревом и без перегрева пара	0,2; 0,4; 0,7; 1	0,9	Насыщенного	—	50
	2,5 4; 6,5; 10; 15; 20	1,4	Насыщенного Насыщенного или перегретого при $t = 250$	— —	80 100
	4; 6,5; 10; 15; 20	2,4	То же, при $t = 370 \div 425$	—	100
	6,5; 10; 15; 25; 35; 50; 75	4	440	—	145
	60; 90; 120; 160; 220	10	540	—	215
	160; 210; 320; 420; 480	14	570	—	230
С естественной циркуляцией, с перегревом и промежуточным перегревом пара	320; 500; 640	14	570	570	230
Прямоточные, с перегревом и промежуточным перегревом пара	250; 320; 500; 640	14	570	570	230
	950; 1600; 2500	25,5	585	570	260

также использовать в качестве паровых с давлением пара $p \leqslant 0{,}17$ МПа, при этом их оборудуют паросборниками.

Стальные водогрейные котлы применяют в системах централизованного теплоснабжения. Устанавливают их в крупных квартальных и районных котельных, а также на ТЭЦ в качестве «пиковых» для замены более дорогостоящих энергетических котлов, что существенно снижает первоначальные затраты на строительство тепловых станций.

Теплопроизводительность стальных водогрейных котлов значительно выше, чем чугунных. Стальные водогрейные котлы теп-

лопроизводительностью до 23 МВт используют для нагрева воды от 70 до 150°С при давлении ее на входе в котел 1,6 МПа. Котлы теплопроизводительностью 35 МВт и выше предназначены для нагрева воды до 200°С при максимальном давлении ее на входе в котел около 2,5 МПа.

§ 18. ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Чугунные водогрейные котлы

Чугунные котлы (рис. IV.2) собирают из отдельных секций *1*, соединяемых между собой с помощью вкладышей-ниппелей, которые вставляют в специальные отверстия *2* и затягивают стяжными болтами *3*. Такая конструкция позволяет подбирать требуемую поверхность нагрева котла, а также производить замену отдельных секций в случае их повреждения.

Чугунные котлы в отличие от стальных меньше подвергаются коррозии, имеют небольшие габариты и могут компоноваться как с внутренними, так и с выносными топками. В *котлах с внутренними топками* топочные устройства размещают внутри поверхности нагрева (между секциями). Эти котлы предназначены для сжигания высокосортного топлива (каменных углей и антрацита). В *котлах с выносными топками* топочные устройства располагают вне поверхности нагрева, что позволяет достаточно эффективно сжигать низкосортные виды топлива с большим выходом летучих (торф и древесные отходы). При необходимости в чугунных котлах (при соответствующей небольшой переделке топки) можно сжигать газообразное и жидкое топливо: при этом несколько изменяются теплопроизводительность и КПД котла.

В настоящее время имеется большое разнообразие конструкций чугунных котлов в зависимости от формы, размера, числа и расположения секций. Несмотря на это большинство котлов сходны по конструктивному оформлению, и их можно разбить на две группы: *маломегражные*—с условной поверхностью нагрева 1—4 м^2, предназначенные для поквартального отопления, и котлы *шатрового типа* с поверхностью нагрева 7—100 м^2 и более, предназначенные для установки во встроенных и отдельно стоящих котельных.

Один квадратный метр условной поверхности нагрева (1 м^2 УПН) — это площадь такой поверхности нагрева чугунного котла, которая при сжигании сортированного антрацита в ручных топках и тепловом напряжении зеркала горения 582 кВт/м^2 дает 11,6 кВт тепла при КПД не менее 70%.

К маломегражным относятся **котлы ВНИИСТО-Мч** и последней конструкции **КЧММ-2 и КЧМ-2.** Котел КЧМ-2 (рис. IV.3) состоит из передней, средних и задней секций и оборудован охлаждаемой колосниковой решеткой, воздух под которую подается с двух сторон через отверстия, расположенные в ниж-

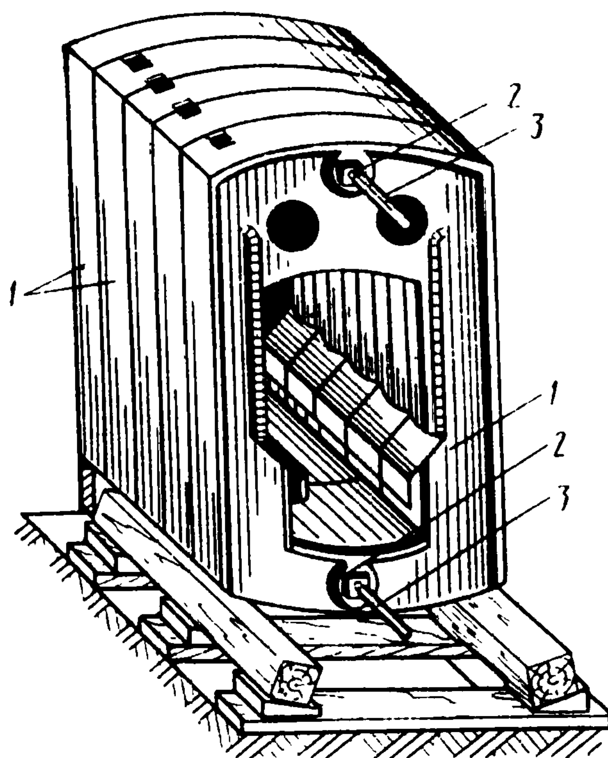
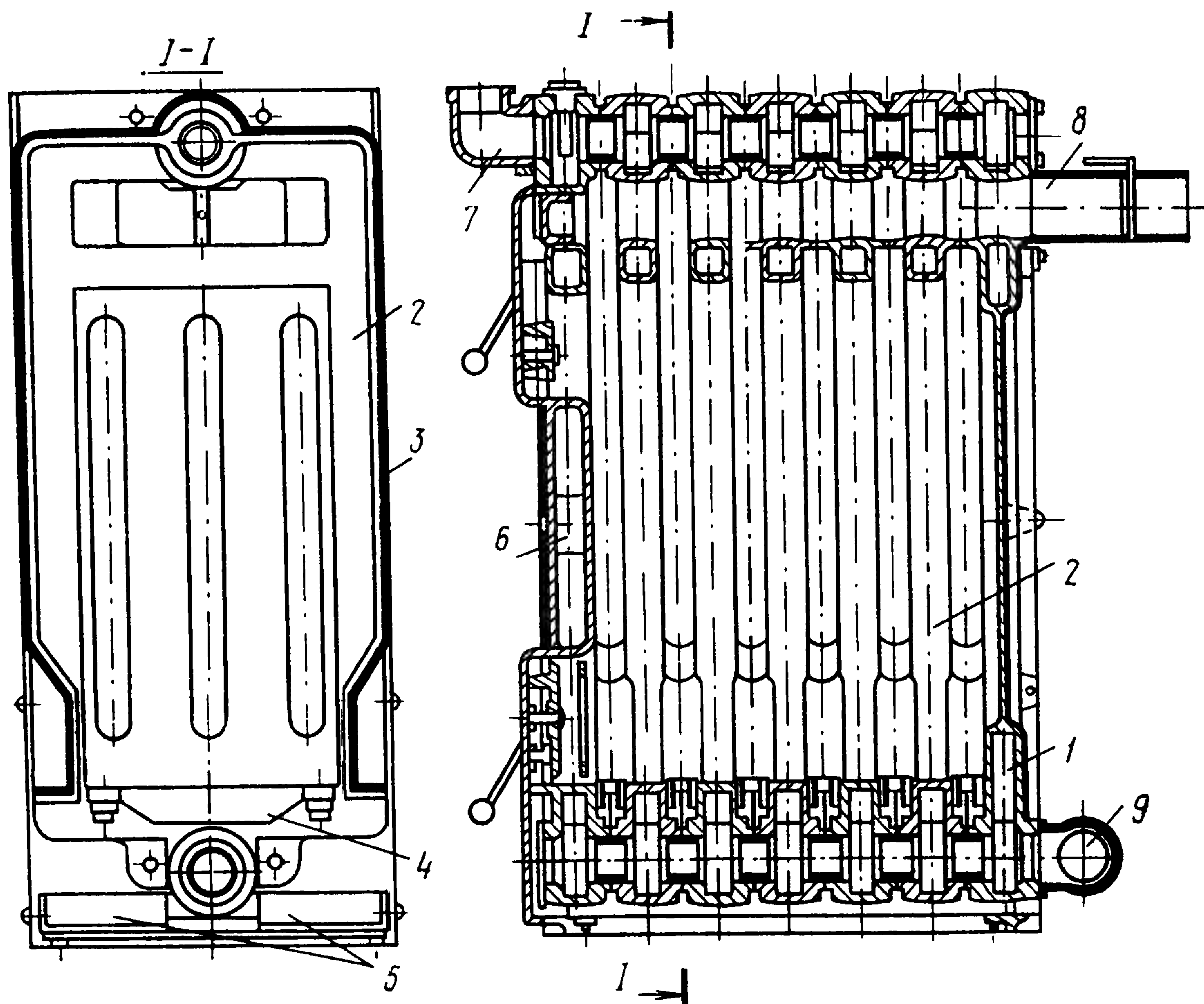


Рис. IV.2. Схема соединения секций чугунного котла

Рис. IV.3. Котел КЧМ-2

1 — задняя секция; 2 — средняя секция; 3 — тепловая изоляция; 4 — колосниковая решетка; 5 — ящики для золы; 6 — передняя секция; 7, 9 — отводы для соединения с системой отопления; 8 — патрубок для соединения котла с трубой



ней части кожуха по длине котла. В котле имеется конвективный газоход, образуемый горизонтальными трубами средних и задней секций, имеющих стыкующиеся ребра. Котел КЧМ-2 работает на естественной тяге, обеспечивая нагрев воды до 95°С при давлении в системе отопления не более 0,2 МПа. При этом теплопроизводительность его (при работе на антраците) в зависимости от площади поверхности нагрева колеблется от 20 до 52 кВт.

Рис. IV.4. Чугунный котел КЧ-1

1 — средняя секция; *2* — крайняя секция; *3* — колосниковая решетка; *4* — труба для заливки шлака; *5* — устройство для поворота колосников

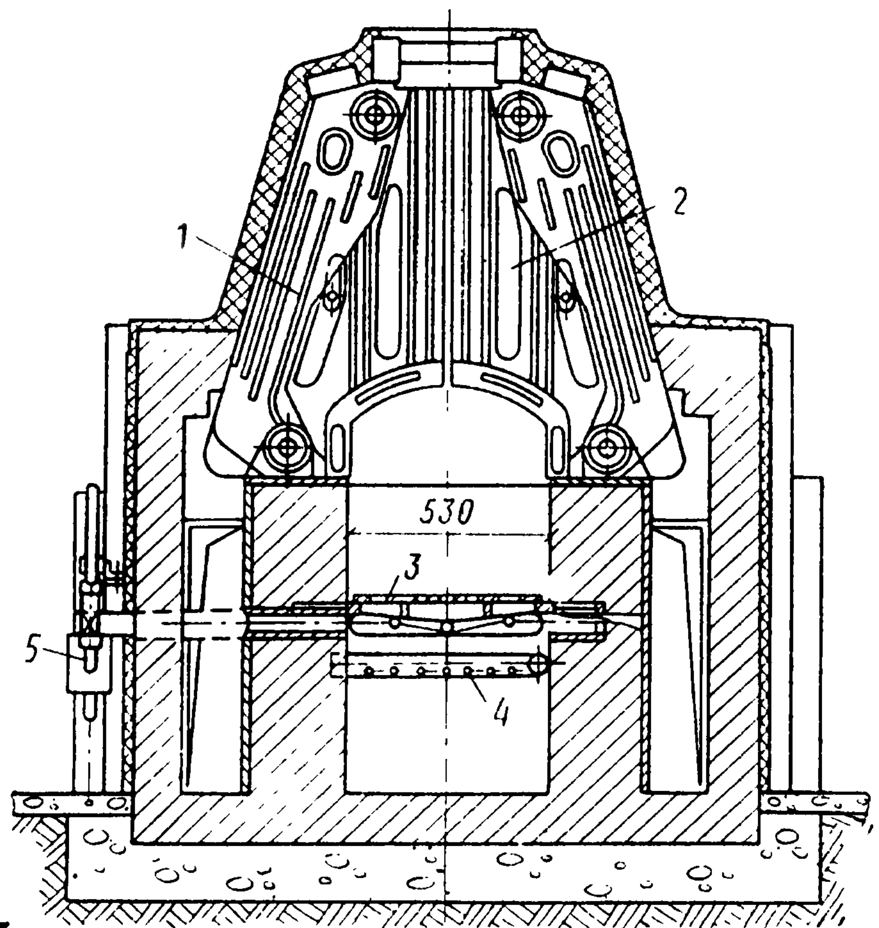
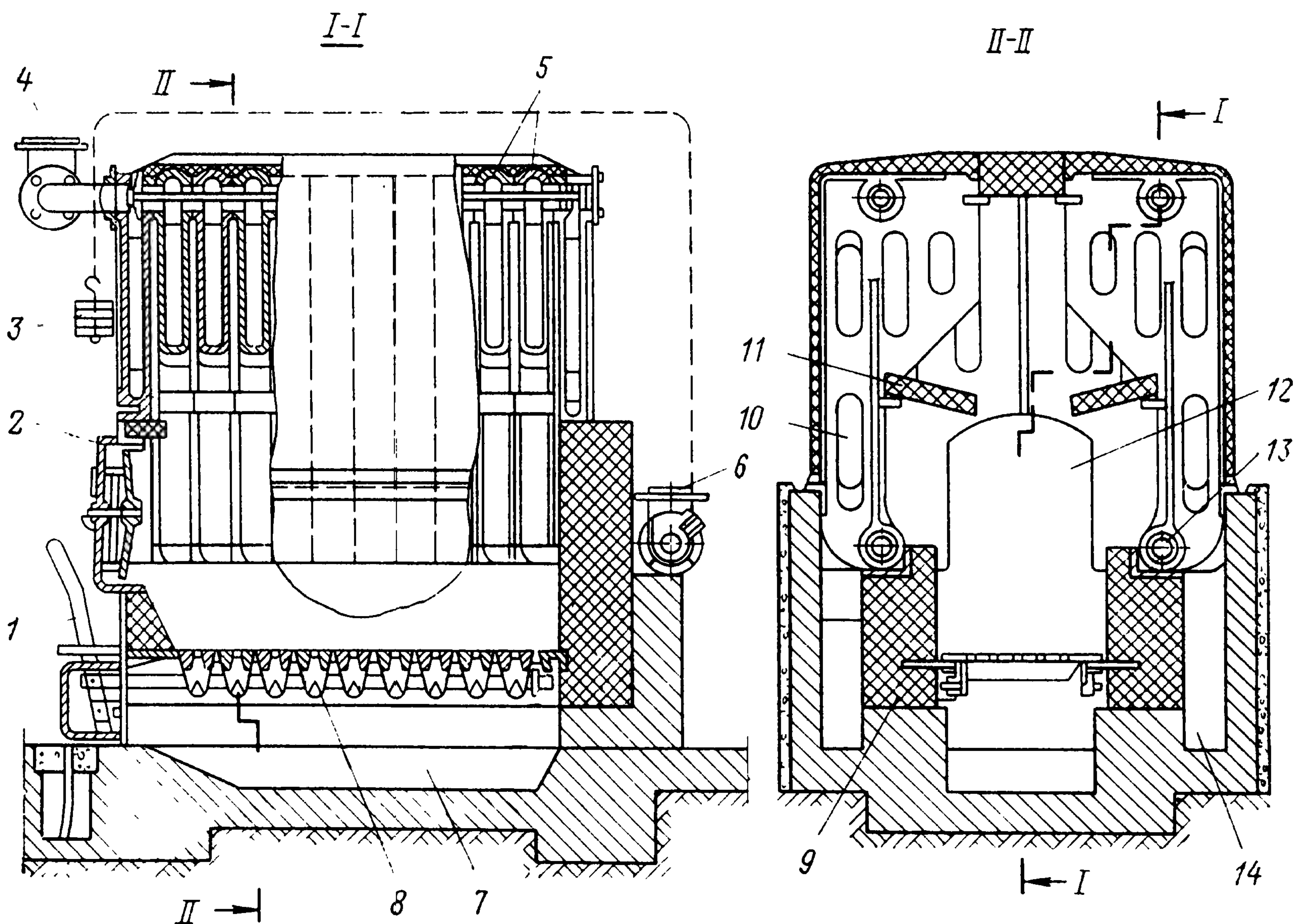


Рис. IV.5. Чугунный котел конструкции «Универсал»



Котлы шатрового типа в зависимости от теплопроизводительности и площади поверхности нагрева выпускают следующих марок: КЧ-1, КЧ-2 и КЧ-3.

Котел КЧ-1 (рис. IV.4) имеет самую низкую теплопроизводительность, которая в зависимости от типоразмера колеблется от 90 до 250 кВт. Котлы выпускаются как водогрейные и поставляются в виде отдельных секций. Топка котла оборудована колосниковой решеткой с плитчатыми колосниками, часть кото-

рых для очистки топки от золы и шлака снабжена поворотным устройством. Котлы предназначены для отопления отдельных зданий.

Котлы КЧ-2. К этой группе относятся котлы типа «Универсал» («Универсал-5», «Универсал-6 и «Универсал-6М»).

На рис. IV.5 изображен водогрейный котел *«Универсал»* с внутренней топкой для сжигания твердого топлива. Котел состоит из двух пакетов, собираемых из отдельных секций *5*, которые соединяются между собой с помощью конических ниппелей и стяжных болтов *13*. Расстояние между верхним и нижним ниппельными отверстиями составляет 1100 мм. Пакеты устанавливают на кирпичные стенки *9* в два ряда по ширине котла. Колосниковая решетка *8* выполнена с качающимися колосниками, привод которых осуществляется с помощью рукоятки *1*. Благодаря этому зола и шлак с решетки удаляются в зольник *7* постепенно, не нарушая процесса горения топлива.

При сжигании влажного низкосортного топлива в специальные пазы, устроенные в секциях, вставляют огнеупорные кирпичи *11*, которые образуют свод. Это способствует лучшему перемешиванию выделяющихся газов и повышению температуры в топке, что улучшает процесс горения топлива. Во фронтовой плите устроены топочная дверца *2* и зольниковая коробка с дроссельным клапаном, служащим для подвода и регулирования подачи воздуха, поступающего в топку *12*. Вода в котел поступает через нижний патрубок *6* и, пройдя по внутренним каналам секций, нагревается, а затем через патрубок *4* выходит из котла. Дымовые газы из топочной камеры поднимаются вверх, омывая секции, затем поворачиваются на 180° и опускаются вниз в боковые газоходы *14*, откуда через боров поступают в дымовую трубу.

Тяга регулируется с помощью шиберов, размещенных в боковых газоходах. Для облегчения обслуживания шиберы связаны тросами с противовесами *3*. Зола из боковых газоходов удаляется через отверстия с фронта котла, которые во время рабочего процесса закрыты крышками *10*.

Котлы типа «Универсал» изготовляли различных моделей: «Универсал», «Универсал-3», «Универсал-4», «Универсал-5» и «Универсал-6». В настоящее время выпускается котел «Универсал-6М». Все эти модели отличаются друг от друга конфигурацией и площадью поверхности секций, положением ниппельных отверстий и площадью колосниковой решетки. Теплопроизводительность котлов этой серии в среднем составляет 175—700 кВт.

На рис. IV.6 показан котел последней модификации *«Универсал-6М»*, собранный из крайних и средних секций. Для улучшения условий циркуляции воды в нем сделан более плавный вылет топочной части секции и увеличена его прочность: кроме того, расширена колосниковая решетка до 1030 мм, а колосники

в топке установлены вдоль оси котла, т. е. продольно. Такие котлы выпускаются как водогрейные и как паровые, т. е. снабженные барабаном-паросборником.

Котлы КЧ-3. К этой группе относятся котлы типа «Энергия-3», «Энергия-6», «Тула-1» и АВ-2. Эти котлы являются наи-

Рис. IV.6. Чугунный котел «Универсал-6М» ▶

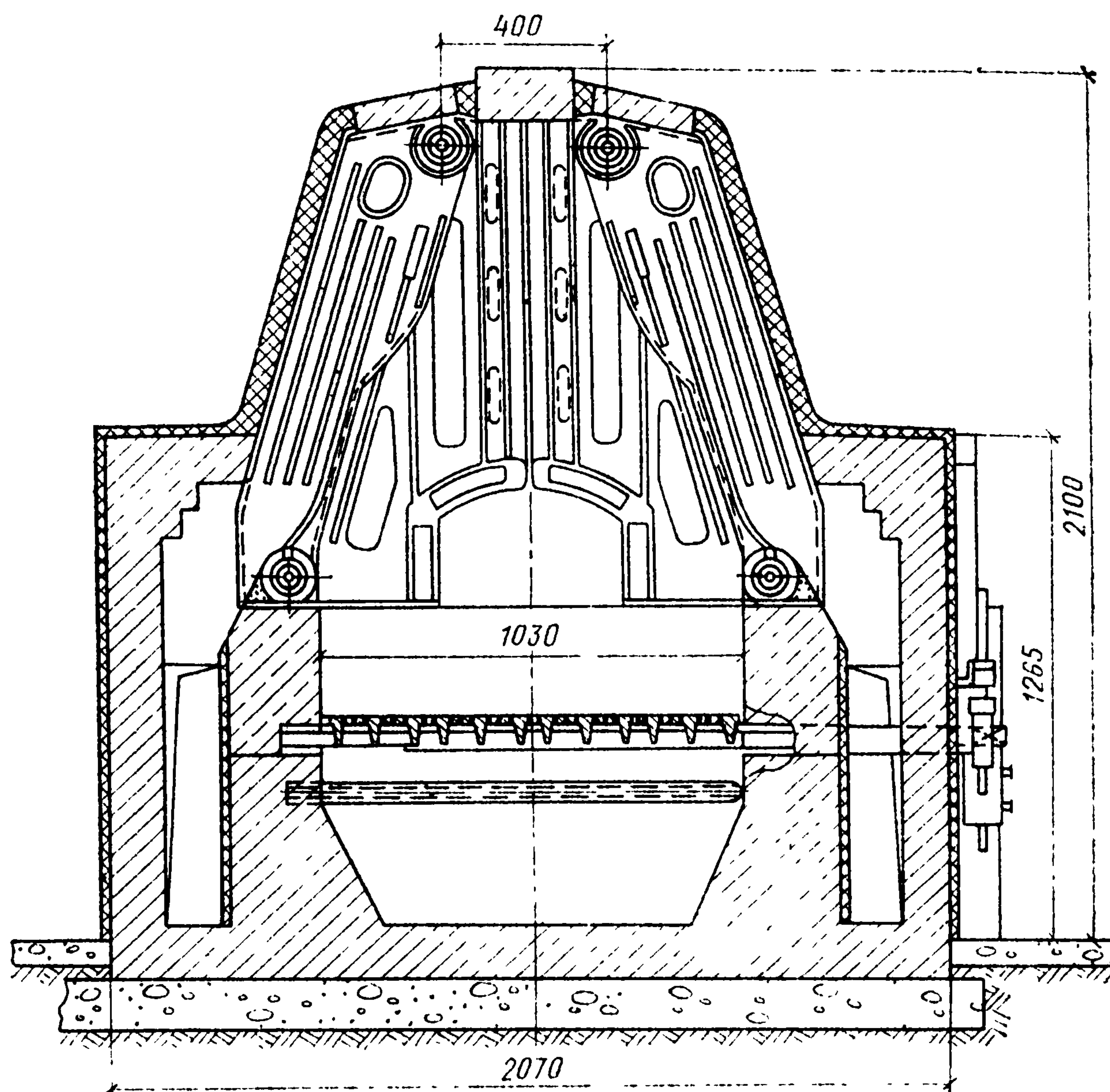
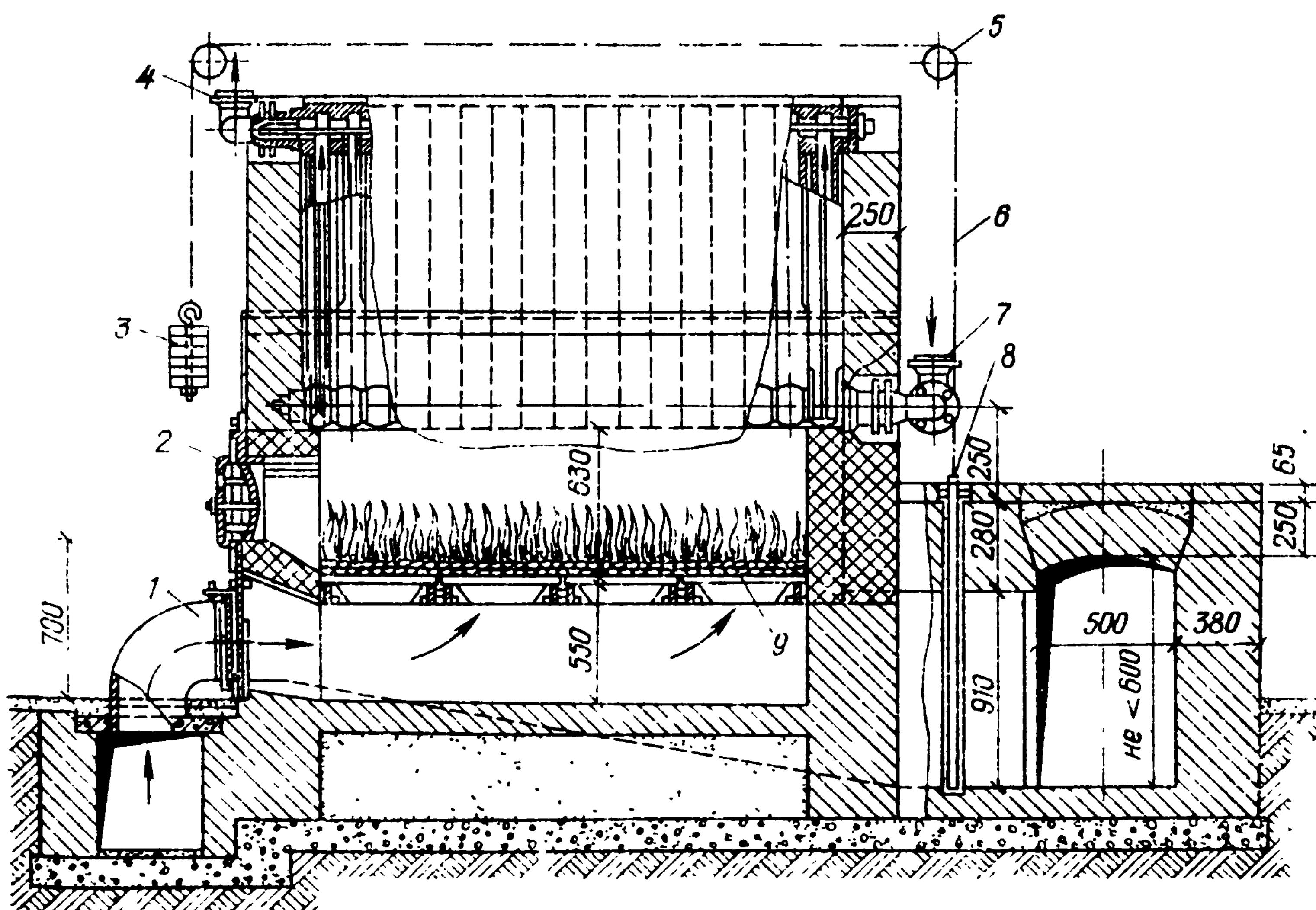
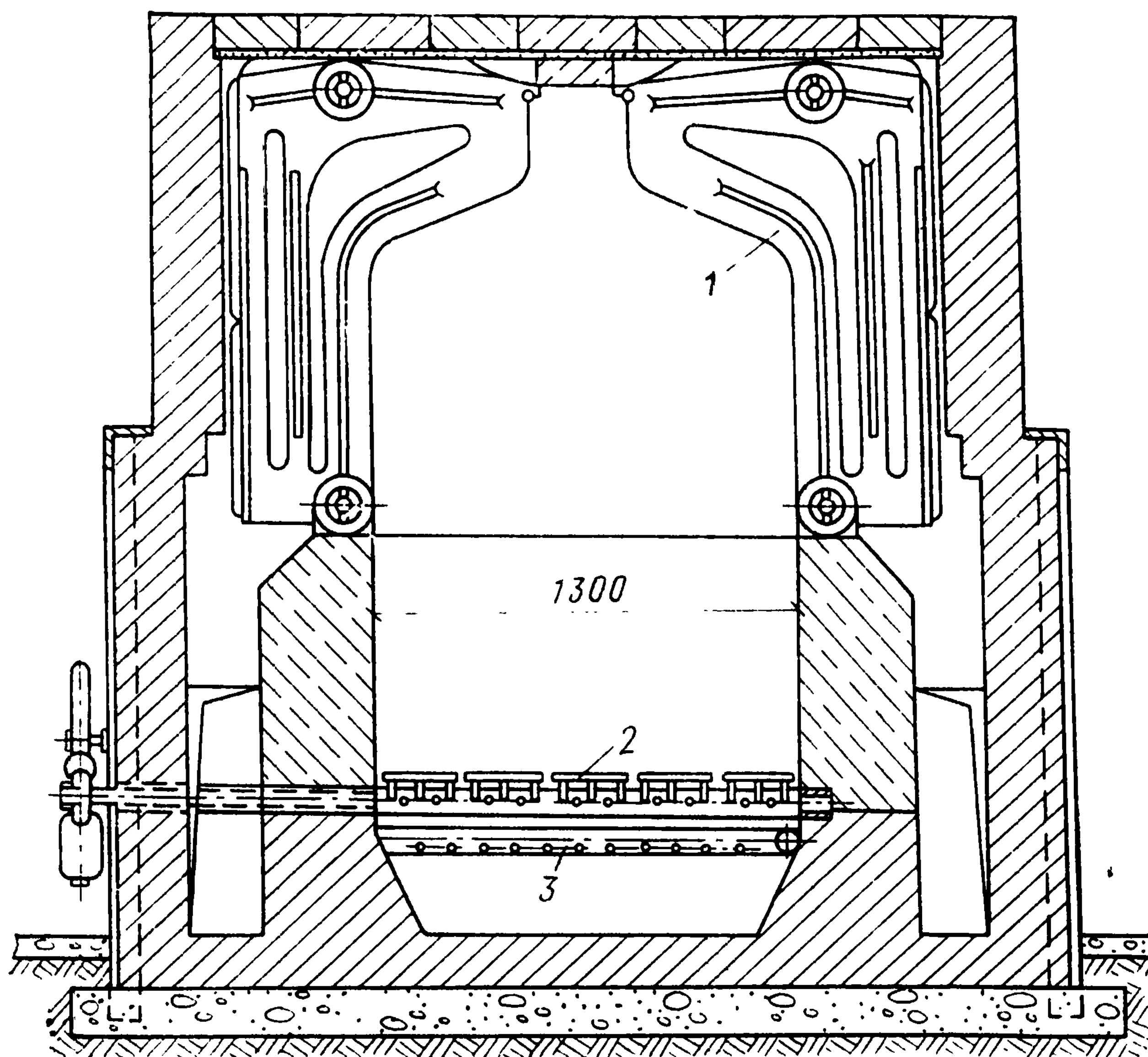


Рис. IV.7. Чугунный котел «Энергия-3» с топкой для антрацита ▼

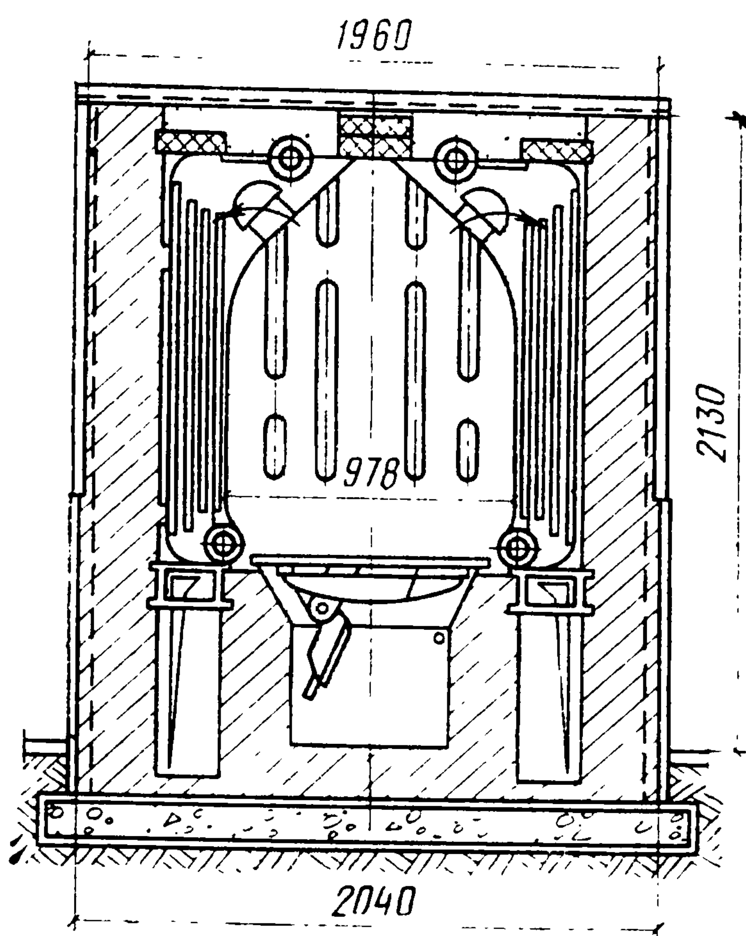


более мощными — теплопроизводительность их достигает 800 кВт и более. Конструктивно они выполняются в виде шатра с двухсторонним отводом газов; расстояние между ниппельными отверстиями секций составляет 1330 мм.



▲ **Рис. IV.8. Чугунный котел «Тула-1» с топкой для каменных и бурых углей**

1 — средняя секция; *2* — колосниковая решетка; *3* — труба для заливки шлака



◀ **Рис. IV.9. Чугунный котел АВ-2 конструкции инж. Вихрова**

На рис. IV.7 приведен продольный разрез чугунного водогрейного котла *«Энергия-3»* с топкой для антрацита. Котел состоит из средних и крайних секций одного типа, соединенных между собой ниппелями и стяжными болтами.

Таблица IV.2. Некоторые технические характеристики чугунных котлов

Тип котла	Типоразмеры, м²/УПН	Средний удельный теплосъем $\frac{Q}{H}$, кВт/м²	Ширина колосниковой решетки, мм	Строительные размеры, мм		
				длина	ширина	высота
ВНИИСТО-Мч	1,18; 1,5; 1,82; 2,14; 2,46; 2,78; 3,21; 3,42; 3,74	9—12	215	320—960	460	1090
КЧМ-2	1,67; 2,11; 2,5; 2,95; 3,39; 3,83; 4,23	12	—	345—855	455	1045
КЧ-1	$\frac{8,4}{12,6}$; $\frac{11,2}{16,8}$; $\frac{14}{21}$	12—14	530	890, 1145, 1400	1610	1950
КЧ-2:						
«Универсал-5»	$\frac{15,2}{26,1}$; $\frac{19,68}{33,8}$; $\frac{24,16}{49,2}$; $\frac{28,64}{49,2}$; $\frac{33,12}{59,6}$; $\frac{37,6}{64,6}$; $\frac{42,68}{72,4}$		890	985—2485	2060	1910
«Универсал-6»	$\frac{19,8}{36}$; $\frac{24,2}{44}$; $\frac{28,6}{52}$; $\frac{33}{60}$; $\frac{37,4}{86}$; $\frac{41,8}{76}$; $\frac{46,2}{84}$	13—14	896	1115—2615	1966	2030, 2465
«Универсал-6М»	$\frac{22,4}{44}$; $\frac{33}{60}$; $\frac{41,8}{76}$		1030	1084, 1622, 2160	2070	2100, 2470
КЧ-3:						
«Энергия-3»	$\frac{36,8}{48,9}$; $\frac{55,2}{73,4}$; $\frac{73,6}{97,9}$		1295	1814, 2342, 2870	2945	2870, 2430

Тип котла	Типоразмеры, м²/УПН	Средний удельный теплосъем $\frac{Q}{H}$, кВт/м²	Ширина колосниковой решетки, мм	Строительные размеры, мм		
				длина	ширина	высота
«Тула-1»	$\frac{43,2}{57}$; $\frac{59,4}{78,4}$; $\frac{81}{106,9}$	12—14	1300	1710, 2250, 2785	2930	2930
«Энергия-6»	$\frac{27,9}{56}$; $\frac{40,3}{81}$; $\frac{52,7}{105}$		1300	1689, 2217, 2745	2460	2390, 2770
АВ-2	$\frac{19,96}{32,4}$; $\frac{25,5}{41,3}$; $\frac{31,0}{50,2}$; $\frac{36,5}{59,2}$; $\frac{42,0}{68}$; $\frac{47,5}{77}$		808	1280—2640	1750	2140

Крайние секции устанавливают в повернутом на 180° положении. Вода в котел поступает через нижний патрубок *7;* поднимается вверх по внутренним каналам секции, нагревается, выходит из котла через верхний патрубок *4*.

Топливо в топку подается через дверку *2*. Воздух, необходимый для горения, поступает под колосниковую решетку *9* по воздуховоду *1*. Дымовые газы, образующиеся в топке при горении топлива, движутся вверх, затем поворачивают на 180° и опускаются вниз в кирпичные газоходы, откуда поступают в трубу. При движении дымовые газы охлаждаются, отдавая часть своего тепла воде, движущейся внутри секций, и нагревая ее до требуемой температуры. Тяга регулируется шибером *8*, соединенным стальным канатом *6* (через блок *5*) с противовесом *3*.

Котел «Энергия-3» в отличие от котлов типа «Универсал» снаружи обмуровывают обыкновенным кирпичом, а топку и верхнее перекрытие—огнеупорным кирпичом.

Котел *«Энергия-6,* как и котел «Энергия-3», собирается только из однотипных средних секций, а вместо крайних секций установлены перевернутые средние.

Котел «Тула-1» (рис. IV.8) собирается из средних секций, а вместо лобовых ограждается кирпичными стенками.

На рис. IV.9 представлен чугунный водогрейный *котел шатрового типа АВ-2* конструкции инж. А. В. Вихрова. Этот котел состоит из отдельных секций: средних и крайних. Передняя

крайняя секция имеет проем, который используется для установки загрузочной дверцы, а проем в задней крайней секции закладывается кирпичом. Формы средних секций для некоторых

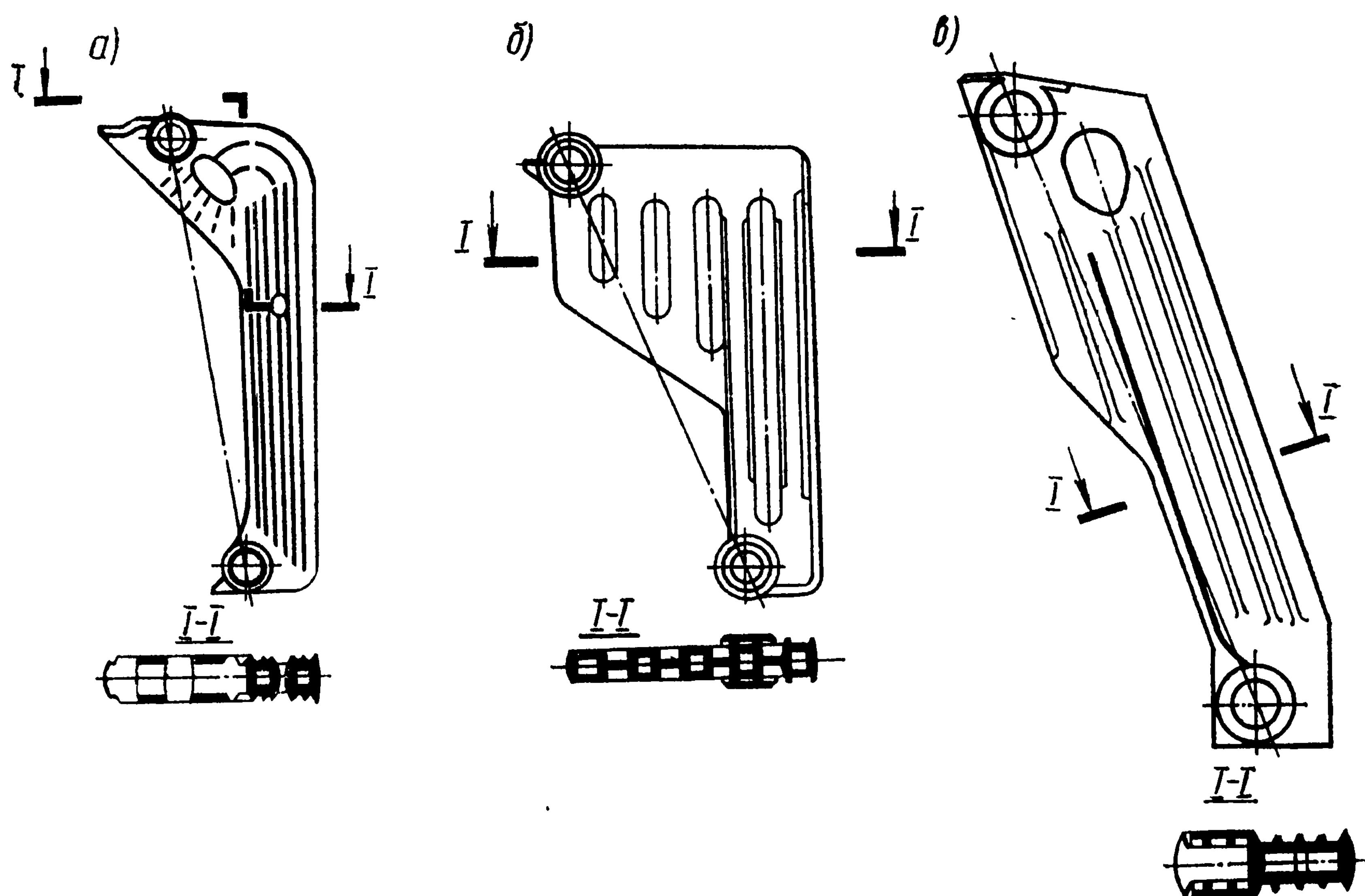


Рис. IV.10. Формы средних секций чугунных котлов

а — АВ-2; *б* — «Энергия-3»; *в* — «Универсал-6М»

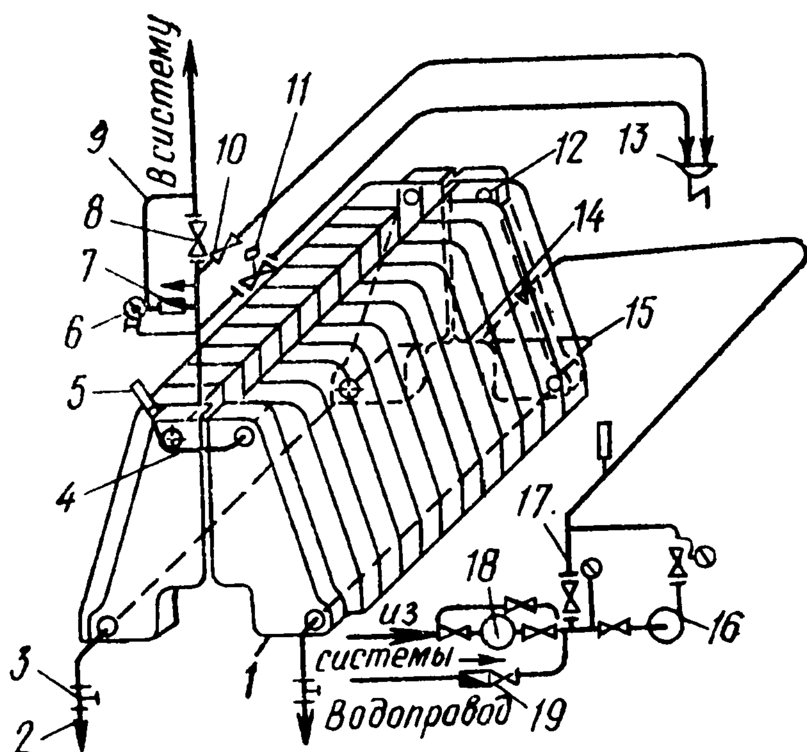
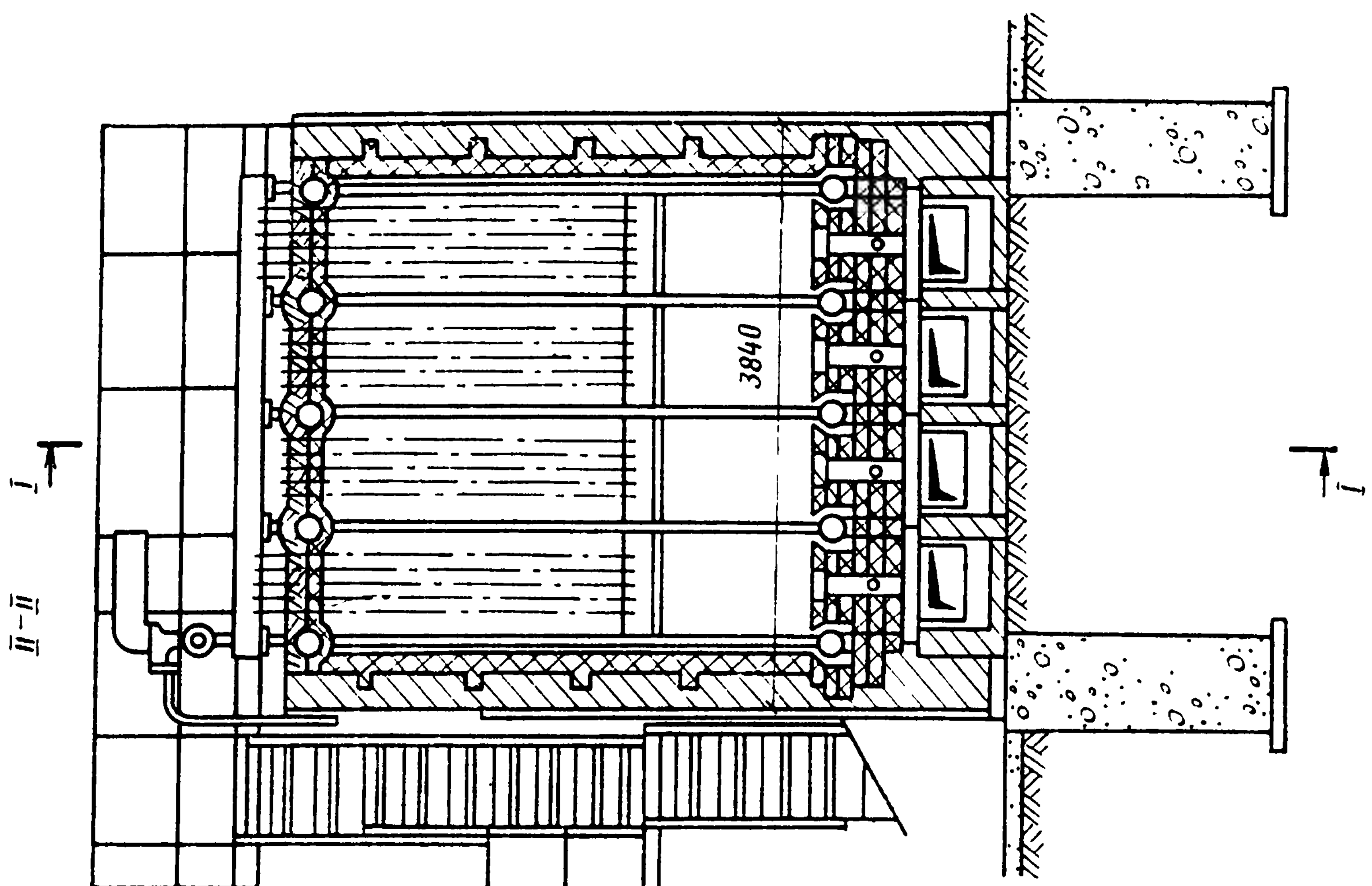


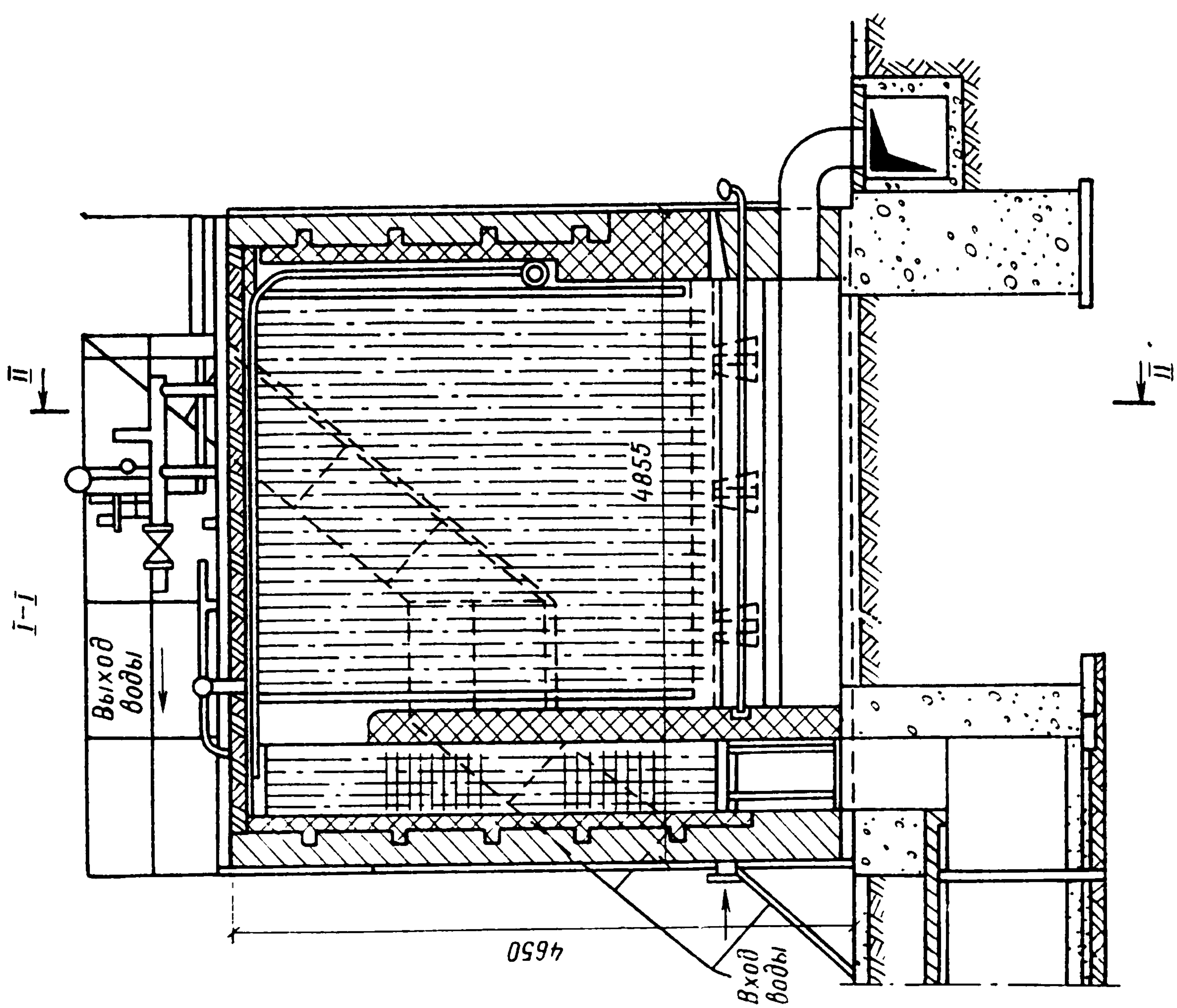
Рис. IV.11. Схема присоединения чугунного водогрейного котла к системе теплоснабжения

1 — секция котла; *2* — спускная труба; *3* — спускной кран; *4* — верхний тройник; *5* — термометр; *6* — манометр; *7* — клапан обратный; *8* — задвижка; *9* — обводная линия; *10* — вентиль воздушный; *11* — клапан предохранительный; *12* — заглушка; *13* — раковина; *14* — тройник нижний; *15* — отвод; *16* — насос; *17* — обводная линия у насоса; *18* — грязевик; *19* — подпиточный вентиль

чугунных котлов показаны на рис. IV.10, а их технические характеристики приведены в табл. IV.2.

Присоединение чугунных котлов к системе теплоснабжения, а также установка требуемой арматуры должны обеспечивать безопасность и надежность эксплуатации. Схема присоедине-


II–II
I
I
3840


I–I
II
II
Выход воды
Вход воды
4855
4650

ния водогрейного чугунного котла к системе теплоснабжения показана на рис. IV.11.

Стальные водогрейные котлы

Для централизованного теплоснабжения городов и отдельных районов в настоящее время широко применяют стальные водогрейные котлы как большой, так и малой теплопроизводительности.

Водогрейные котлы ТВГ. Институт использования газа АН УССР разработал теплофикационные водогрейные газовые котлы (ТВГ) производительностью 4650 кВт (ТВГ-4) и 9300 кВт (ТВГ-8), отличающиеся друг от друга габаритами. Котлы секционные, сварные, предназначены для работы на газе, с нагревом воды не более 150°С. На рис. IV.12 представлен котел ТВГ-8. Поверхность нагрева котла складывается из конвективной и радиационной частей, состоящих из отдельных секций, которые выполнены из труб диаметром 51×2,5 мм. Трубы в секциях конвективной поверхности расположены горизонтально, а в секциях радиационной поверхности—вертикально. Радиационная поверхность состоит из пяти секций-экранов, три из которых двойного облучения и делят топку на четыре части. Конвективная часть поверхности нагрева выполняется из различного числа секций. Дымовые газы при движении в котле омывают трубки поверхностей нагрева по-разному: в конвективной части—поперечно, в радиационной—в основном продольным потоком.

Котел оборудован подовыми горелками, которые размещены между секциями радиационной поверхности. Схема движения воды в указанных котлах показана на рис. IV.13. Вначале вода для подогрева поступает в два нижних коллектора *1* конвективной поверхности; пройдя последнюю, она собирается в верхних коллекторах *2* и далее по потолочно-фронтовым трубам *3* направляется в нижний коллектор *4* потолочного экрана, откуда по потолочно-фронтовым трубам *5* поступает в верхний коллектор *6*. После этого вода последовательно проходит экраны: левый боковой *7*, три двухсветных *8* и правый боковой. Нагретая вода через коллектор *9* правого бокового экрана выходит в теплосеть.

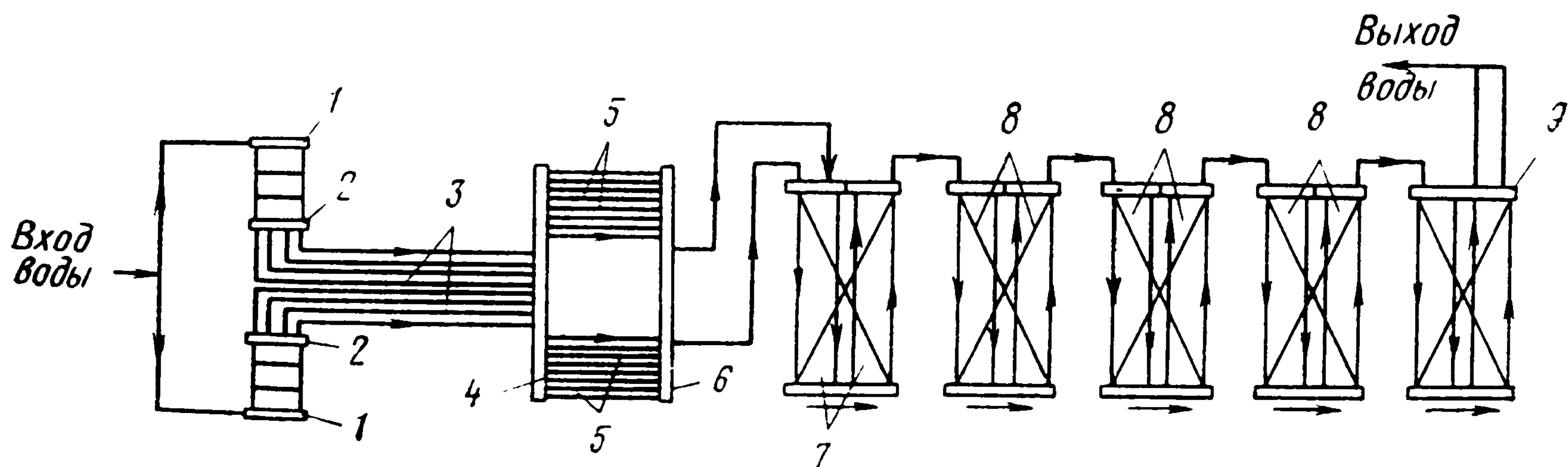


Рис. IV.13. Схема движения воды в котлах типа ТВГ

Таблица IV.3. **Характеристики водогрейных котлов типа ТВГ**

Показатели	Тип котла	
	ТВГ-4	ТВГ-8
Производительность, кВт	4650	9300
Площадь поверхности нагрева, м²	140	282
Температура уходящих газов, °C	180	180
Температура воды, °C:		
нагретой	150	150
оборотной	70	70
КПД котла, %	91,5	91,5
Габаритные размеры, мм:		
длина	3500	4900
ширина	3840	3840
высота	4000	4650

Некоторые технические характеристики котлов типа ТВГ даны в табл. IV.3.

Водогрейные котлы типа КВ. Дорогобужский котельный завод с 1970 г. выпускает стальные прямоточные водогрейные котлы КВ-ГМ и КВ-ТС унифицированной серии различных типоразмеров производительностью 4,65—35 МВт. Эти котлы предназначены для отопительных котельных, работающих на твердом топливе (КВ-ТС), а также для сжигания газа и мазута (КВ-ГМ). Трубная часть котлов типа КВ, собираемая из однотипных элементов, состоит из двух транспортабельных блоков: горизонтального топочного и вертикального конвективного. Вертикальный конвективный блок включает в себя конвективный пакет, набираемый из V-образных змеевиков диаметром 28×3 мм, фестон и задний экран, выполненные из труб диаметром 60×3 мм. Змеевики приваривают к вертикальным стоякам диаметром 83×3,5 мм. Стены топочной камеры котлов полностью экранированы трубами диаметром 64×3 мм. У котлов теплопроизводительностью 11,6 МВт и выше топочная камера разделена перегородкой на собственно топку и камеру догорания. При этом дымовые газы поступают в конвективный блок снизу и отводятся сверху. В котлах пониженной теплопроизводительности (4,65 и 7,56 МВт) в топке перегородка не ставится (камера догорания отсутствует). Дымовые газы проходят через конвективные поверхности сверху (через верхние проемы в задней стенке топки) и удаляются из котла снизу.

Котлы имеют надтрубную обмуровку облегченного типа с непосредственным креплением к трубам.

Котлы типа КВ-ГМ (рис. IV.14), предназначенные для сжигания газа и мазута, оборудованы ротационными газомазутными горелками. Для удаления наружных отложений с труб конвективной поверхности нагрева они снабжены дробеочистительным устройством.

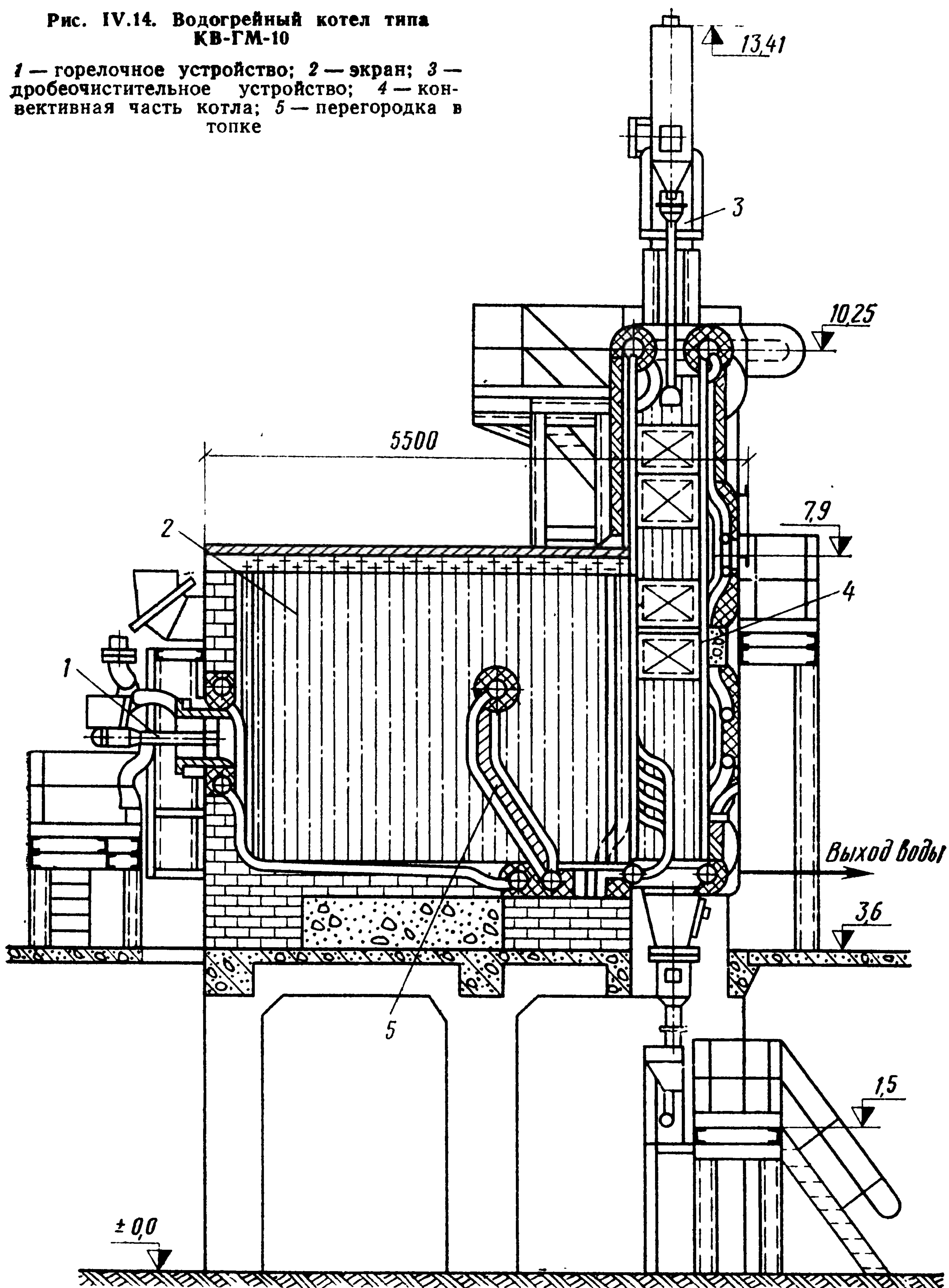


Рис. IV.14. Водогрейный котел типа КВ-ГМ-10

1 — горелочное устройство; *2* — экран; *3* — дробеочистительное устройство; *4* — конвективная часть котла; *5* — перегородка в топке

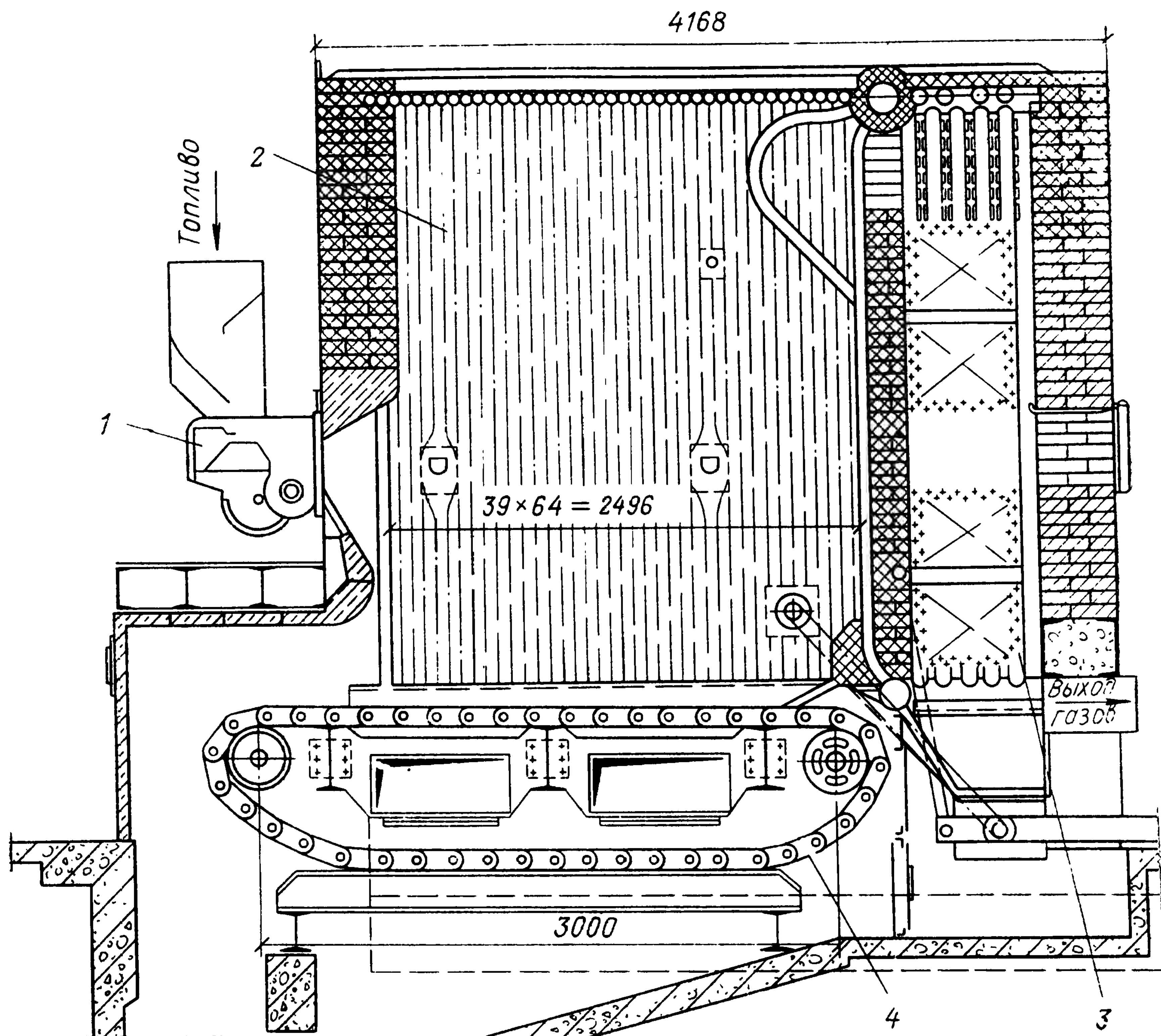


Рис. IV.15. Водогрейный котел типа КВ-ТС-4

1 — пневмомеханический забрасыватель топлива; *2* — экран; *3* — конвективная часть котла; *4* — ленточная цепная решетка

Для сжигания твердого топлива в котлах типа КВ-ТС (рис. IV.15) установлены механизированные топки с ленточными цепными решетками и пневмомеханическими забрасывателями.

В котлах рассмотренного типа обеспечивается нагрев воды до 150°С и более. При сжигании мазута и твердого топлива температура уходящих газов равна 220—250°С, а при сжигании газа—примерно 150—190°С.

Коэффициент полезного действия котла при работе на газе и мазуте в среднем равен соответственно 90 и 88,% а при работе на твердом топливе—79—82%.

Некоторые технические характеристики котлов типа КВ приведены в табл. IV.4.

Котлы типа ПТВМ. В СССР созданы котлы средней и большой теплопроизводительности типов ПТВМ, ЭЧМ и др. для работы на газообразном, жидком и твердом топливе. Котлы типа

Таблица IV.4. **Характеристики котлов типа КВ**

Тип котла	Теплопроизводительность, МВт	Площадь поверхности нагрева котла, м²			Аэродинамическое сопротивление, Па	Габариты, мм		
		$H_р$	$H_{конв}$	$H_{фест}$		длина	ширина	высота
КВ-ГМ-4	4,65	38,6	88,7	—	260	7260	5150	4000
КВ-ТС-4	4,65	38,6	88,7	—	400	6900	3600	4000
КВ-ГМ-6,5	7,56	49	150,4	—	260	8760	5150	4000
КВ-ТС-6,5	7,56	49	150,4	—	440	7970	3600	4000
КВ-ГМ-10	11,63	82	221,5	7,2	600	8350	6000	10 500
КВ-ТС-10	11,63	56	221,5	7,2	720	8540	6000	10 500
КВ-ГМ-20	23,26	105	406	10,3	730	11 300	6000	10 500
КВ-ТС-20	23,26	82,8	406	10,3	870	10 600	6000	10 500
КВ-ГМ-30	34,89	126,8	593	14,2	770	13 000	6000	11 400
КВ-ТС-30	34,89	95	593	14,2	920	11 700	6000	11 400

Примечание. Высота котлов типа КВ-ГМ дана без дробеочистительного устройства.

ПТВМ бывают с П-образной компоновкой и башенной конструкции.

Котлы ПТВМ-30М. На рис. IV.16 показан теплофикационный водогрейный газомазутный котел ПТВМ-30М производительностью 40 МВт при работе на мазуте и 46 МВт при работе на газе.

Котел выполнен по П-образной схеме и состоит из топочной камеры *1*, конвективной шахты *4* и соединяющей их поворотной камеры *3*. Все стены топочной камеры котла, а также задняя стенка и потолок конвективной шахты полностью экранированы трубами диаметром 60×3 мм с шагом $S=64$ мм. Боковые стены конвективной шахты с целью защиты подвесной обмуровки закрыты трубами диаметром 84×4 мм с шагом $S=128$ мм.

Конвективная поверхность нагрева котла, выполненная из труб диаметром 28×3 мм, состоит из двух пакетов по ходу газов. Змеевики конвективной части собраны в ленты по шесть-семь штук, которые присоединены к вертикальным стоякам.

Каркас котла имеет шесть колонн с рамой, расположенной на высоте 5150 мм, которая служит опорой для топочных блоков и конструкций конвективной шахты. Облегченная обмуровка котла крепится непосредственно к экранным трубам с помощью шпилек, приваренных к ним. На шпильки диаметром 12 мм с шагом 500—600 мм последовательно крепят крафт-бумагу и металлическую плетеную сетку с ячейками размером 20×20 мм. По сетке наносят слой шамотобетона толщиной 20 мм. Затем между шпильками вкладывают элементы из минеральной ваты толщиной 80 мм, которые сшивают между со-

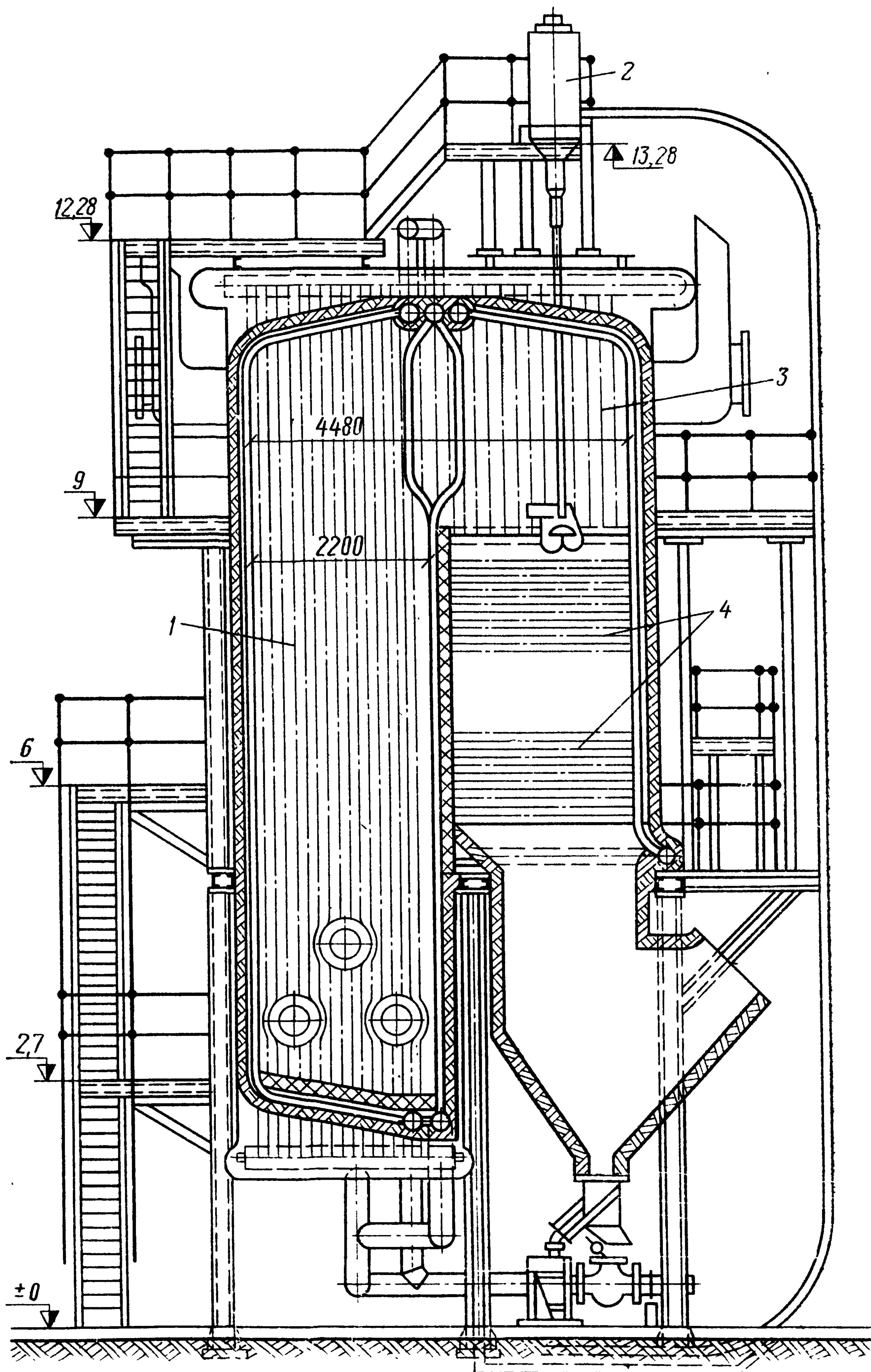


Рис. IV.16. Водогрейный котел типа ПТВМ-30М

бой и притягивают к каркасным балкам вязальной проволокой. После этого накладывают слой магнезиальной штукатурки толщиной 10 мм и наносят слой газонепроницаемой обмазки. Общая толщина обмуровки котла составляет 110—112 мм.

Котел предназначен для работы на газе и мазуте, поэтому он оборудован шестью газомазутными горелками, установлен-

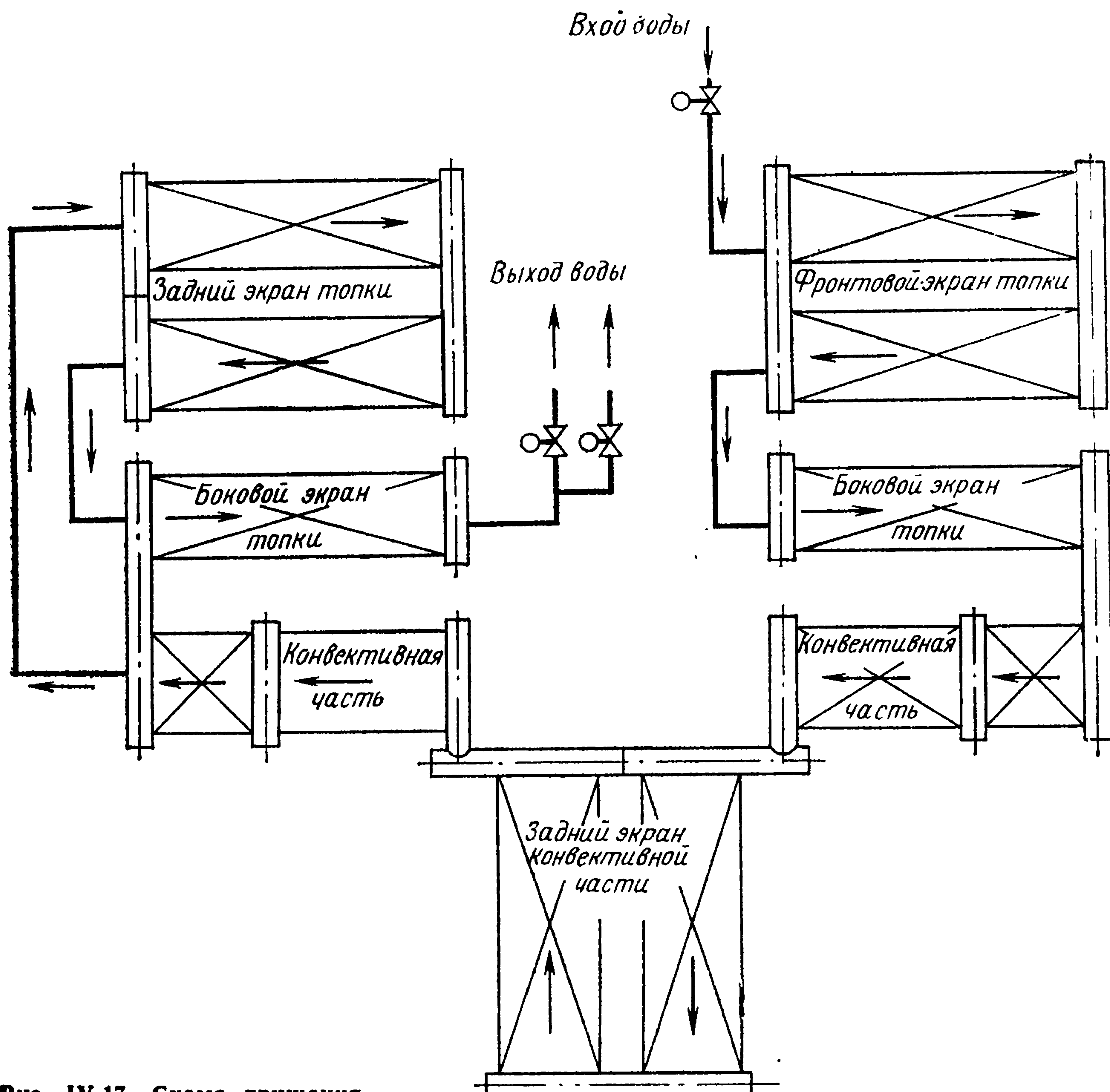


Рис. IV.17. Схема движения воды в котле ПТВМ-30М

ными по три на каждой из боковых стенок топки. Для очистки внешних поверхностей нагрева предусмотрено дробеочистительное устройство *2*. Дробь поднимается в верхний бункер с помощью пневмотранспорта от специальной воздуходувки. Тяга в котле обеспечивается дымососом типа Д-15,5, а подача воздуха—двумя вентиляторами типа ВД-12, работающими параллельно на общий воздуховод.

Вода в котле движется принудительно по прямоточной схеме. При нормальном (основном) отопительном режиме поток воды в котле имеет десять ходов. На рис. IV.17 приведена циркуляционная схема движения воды в котле ПТВМ-30М.

Котел ПТВМ-50. Водогрейный теплофикационный котел ПТВМ-50 (рис. IV.18) имеет башенную компоновку и выполнен в виде прямоугольной шахты, в нижней части которой находится полностью экранированная топочная камера. Экранная поверхность площадью 116 м² изготовлена из труб диаметром 60×3 мм с шагом 64 мм и состоит из двух боковых *1*, фронтового *2* и заднего *5* экранов.

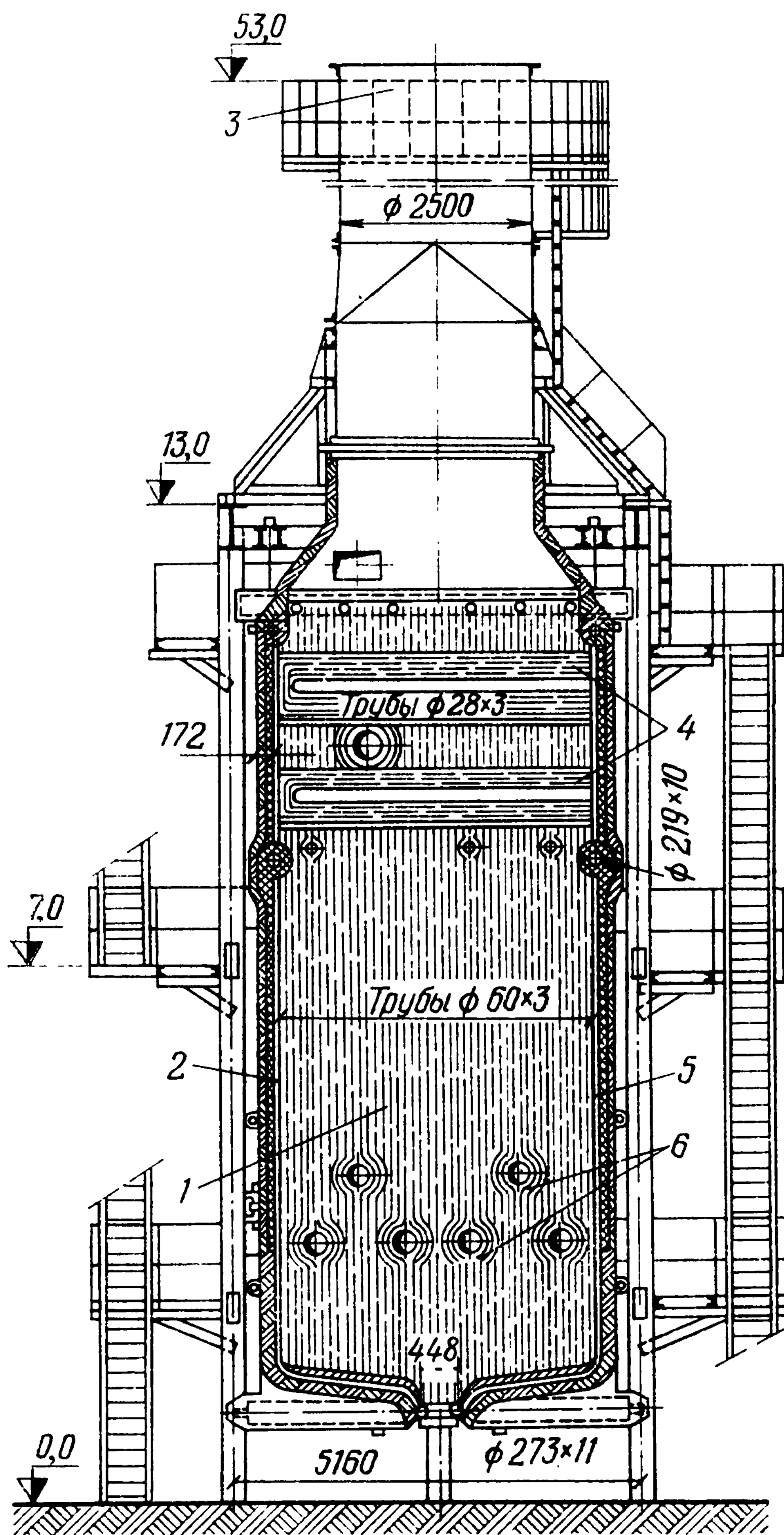


Рис. IV.18. Башенный газомазутный котел типа ПТВМ-50

Сверху (над топочной камерой) размещается конвективная поверхность нагрева котла *4* площадью 1110 м². Эта поверхность образована трубами диаметром 28×3 мм и выполнена в виде змеевиковых пакетов.

Топка котла оборудована 12 газомазутными горелками *6* с 12 индивидуальными дутьевыми вентиляторами. Горелки расположены на боковых стенках (по шесть горелок на каждой стороне). Каждый котел имеет самостоятельную стальную дымовую трубу *3*, которая устанавливается над ним, опираясь на каркас котла. Дымовая труба имеет диаметр 2,5 м. Поскольку котел работает на естественной тяге, высота трубы достигает 53 м, считая от поверхности пола котельной.

Котел устанавливается полуоткрыто, поэтому в помещении размещается лишь нижняя часть (горелочные устройства, арматура, вентиляторы и т. д.) до отметки 6—7 м, а все остальные элементы котла расположены на открытом воздухе. Обмуров-

ка котла выполнена надтрубной, облегченного типа. Вся трубная часть котла подвешивается к раме каркаса, изготовленного из профильного проката. На монтажную площадку котлы типа ПТВМ-50 поставляют крупными блоками вместе с элементами каркаса.

Топочная камера разделена на четыре угловых блока. Масса каждого блока вместе с обмуровкой 12 т, а масса металлических частей блока без обмуровки 8 т. Конвективная часть котла разбита на шесть блоков по 5 т каждый.

Вода в котле циркулирует с помощью насосов. Расход воды зависит от режима работы котла: при работе в зимний период применяется четырехходовая схема циркуляции воды (рис. IV.19, *а*), в летний период — двухходовая (рис. IV.19, *б*).

При четырехходовой схеме циркуляции вода из теплосети подводится в один нижний коллектор и последовательно проходит через все элементы поверхности нагрева котла, совершая подъемно-опускные движения, после чего также через нижний коллектор отводится в тепловую сеть.

При двухходовом режиме вода поступает одновременно в два нижних коллектора и, перемещаясь по поверхности нагрева (как показано стрелками), нагревается и затем удаляется в тепловую сеть. Двухходовая схема циркуляции позволяет про-

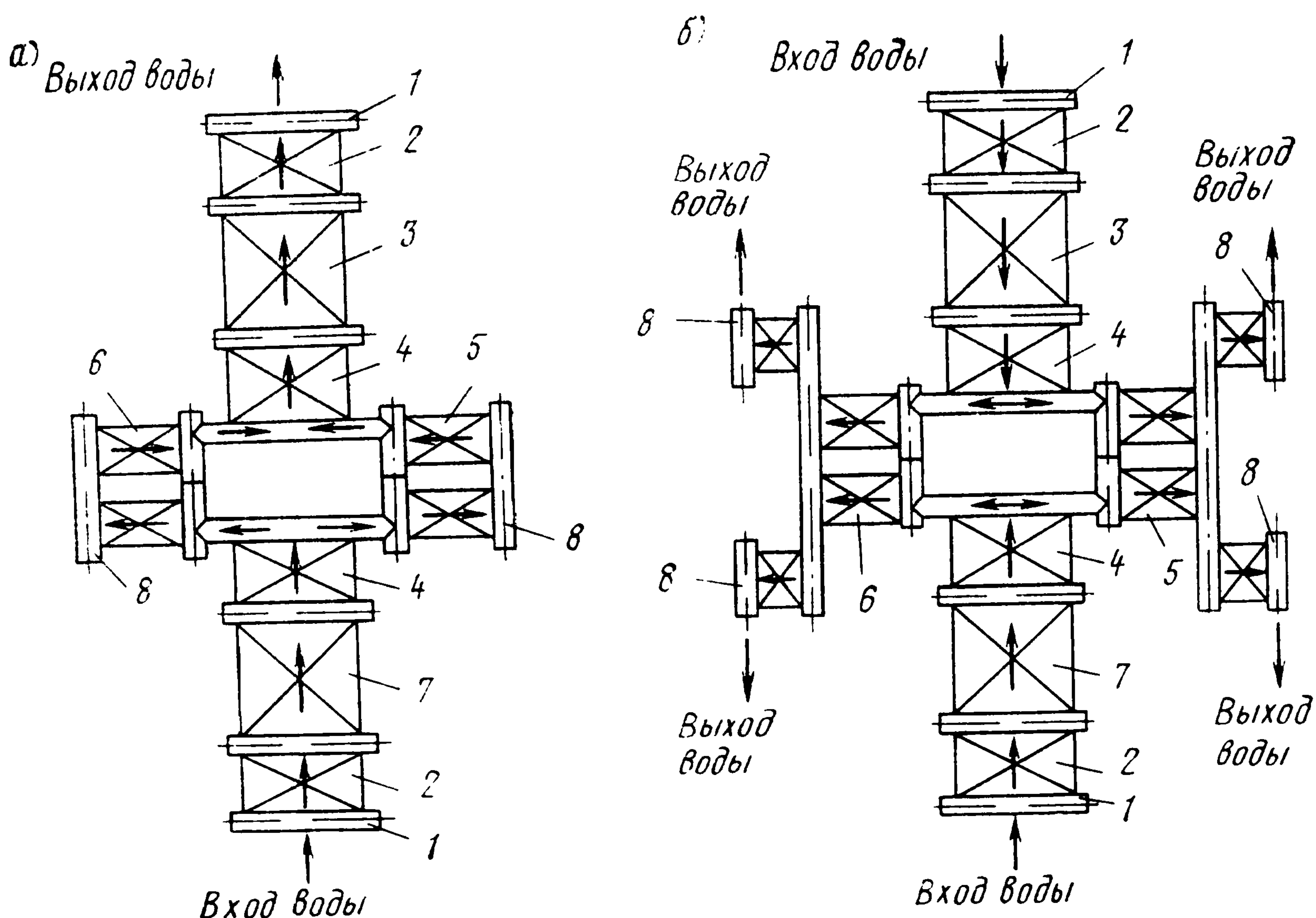


Рис. IV.19. Схема движения воды в котле ПТВМ-50

1 — коллекторы подводящие и отводящие; *2* — соединительные трубы; *3* — фронтовой экран; *4* — конвективный пучок; *5* и *6* — левый и правый боковой экраны; *7* — задний экран; *8* — коллекторы контуров

пустить через котел почти в 2 раза больше воды. Это объясняется тем, что при этом режиме работы котла нагревается большее количество воды (чем в зимний период), она поступает в котел с более высокой температурой, равной 110°С вместо 70°С.

Нормальный расход воды при четырехходовой схеме составляет в среднем 600 т/ч. Скорость движения воды в трубах поверхностей нагрева равна 1,2—1,45 м/с. Гидравлическое сопротивление котла при двухходовом режиме приблизительно равно 60 кПа, а при четырехходовом—100 кПа; сопротивление в газовом тракте в среднем составляет 220—250 Па; КПД котла равен 0,88—0,9. Теплопроизводительность котла ПТВМ-50 58,15 МВт.

Конструкция котлов ПТВМ-100 с теплопроизводительностью 116,3 МВт аналогична конструкции котлов ПТВМ-50. Эти котлы предназначены для работы на газе и мазуте. Применяются они в качестве теплофикационных (пиковых) котлов на ТЭЦ, а также в виде основного оборудования в районных отопительных котельных.

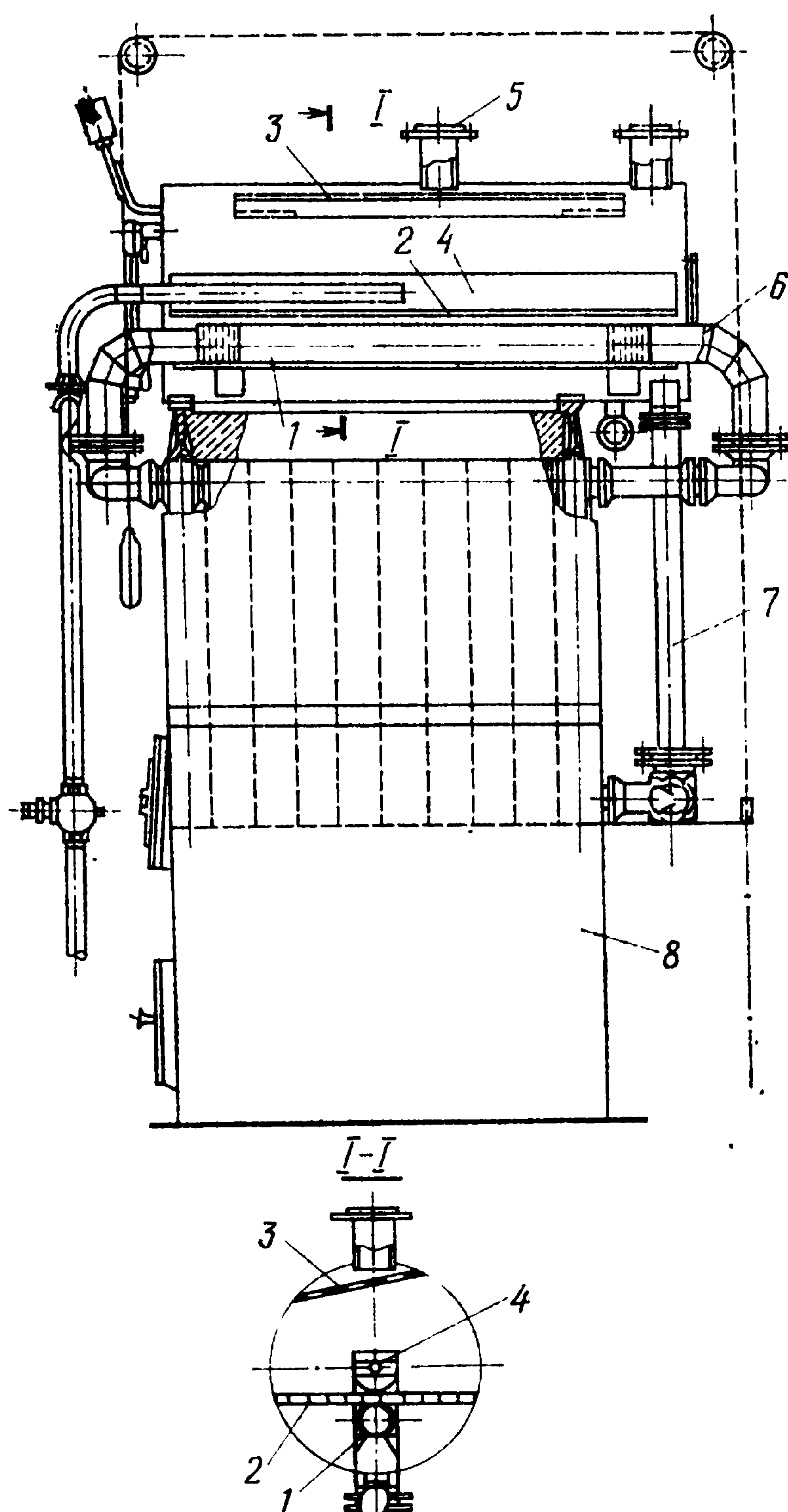


Рис. IV.20. Паросборник в компоновке с чугунным котлом

1 — дырчатый короб (труба); *2* и *3* — нижний и верхний дырчатые щиты; *4* — лоток; *5* — отбор пара; *6* — подвод пароводяной смеси; *7* — циркуляционная труба; *8* — котел

§ 19. ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

Паровые котлы, так же как и водогрейные, в зависимости от материала поверхности нагрева разделяются на чугунные и стальные.

Чугунные паровые котлы

Чугунные паровые котлы относятся к котлам низкого давления, вырабатывающим пар с давлением $p \leqslant 0{,}17$ МПа. Все ранее рассмотренные секционные чугунные водогрейные котлы шатрового типа могут быть паровыми, если их дополнительно оборудовать барабанами-паросборниками.

Паросборник представляет собой стальной цилиндр диаметром 600—800 мм, внутри которого размещены лоток (корыто) для равномерного распределения поступающей воды,

дырчатый короб (труба) для приема и распределения пароводяной смеси, а также два дырчатых щита (нижний и верхний), изготовленных из стали толщиной 3 мм с отверстиями диаметром 20 мм. Нижний щит предназначен для обеспечения более равномерного и спокойного поступления пара в верхнюю зону паросборника, а верхний — для улавливания воды из пара, т. е. его осушки перед выходом из котла.

Котел соединяется с паросборником подъемными и опускными трубами: подъемные трубы присоединяются к верхним ниппельным отверстиям крайних секций котла, а опускные—к нижним.

Паросборник в компоновке с котлом показан на рис. IV.20, а схема присоединения такого котла к системе теплоснабжения представлена на рис. IV.21.

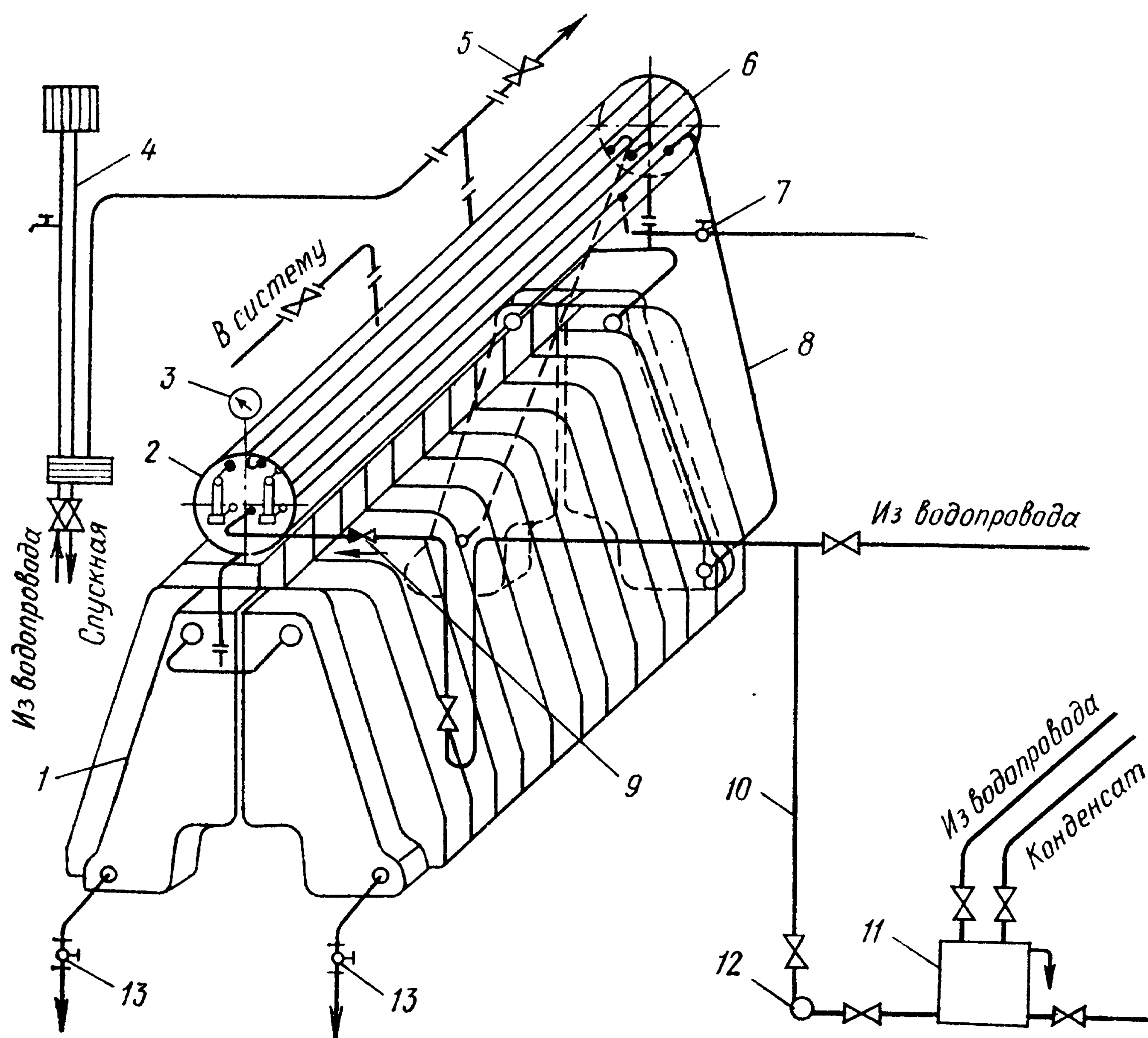


Рис. IV.21. Схема присоединения чугунного парового котла к системе теплоснабжения

1 — секция котла; *2* — водоуказательные стекла; *3* — манометр; *4* — гидравлический затвор; *5* — воздушный вентиль; *6* — паросборник; *7* — продувочный кран; *8* — циркуляционная труба; *9* — обратный клапан; *10* — питательный трубопровод; *11* — конденсатный бак; *12* — насос; *13* — спускные краны

Стальные паровые котлы

Стальные паровые котлы изготовляются разных конструкций. В отопительных и производственно-отопительных котельных достаточно широкое распространение получили вертикально-цилиндрические и вертикально-водотрубные котлы.

Вертикально-цилиндрические котлы. Вертикально-цилиндрические котлы изготовляют различных типов, они имеют небольшую производительность и рабочее давление пара $p=0{,}8$ МПа.

По устройству эти котлы компактны, просты в установке, быстро растапливаются и достаточно надежны в работе. Они применяются на небольших промышленных предприятиях, а также в котельных предприятий коммунально-бытового хозяйства.

Прообразом всех современных отечественных конструкций вертикально-цилиндрических паровых котлов является котел системы В. Г. Шухова. Поэтому конструктивно все типы этих котлов в какой-то степени схожи и отличаются главным образом характером выполнения трубного пучка и некоторыми габаритными данными.

Котел системы В. Г. Шухова (рис. IV.22) состоит из вертикального цилиндрического барабана *1* и внутреннего корпуса (топки) *5*, в стенки которого ввальцованы кипятильные трубы *4*. Котел имеет люки *3*, служащие для осмотра и очистки кипятильных труб от накипи. Дымовые газы движутся снизу вверх и через дымовую трубу *2* удаляются в атмосферу.

Котлы системы В. Г. Шухова имеют различную площадь поверхности нагрева—от 10 до 35 м^2 при рабочем давлении 0,8 МПа и паросъеме до 25 кг/м^2. Основной недостаток этого котла—наличие косой развальцовки кипятильных труб в стенке жаровой трубы. Со временем котел Шухова подвергся некоторой модернизации. Модернизированный котел Шухова—Сарафа имеет более компактное расположение труб и большие размеры топочного пространства. В настоящее время имеют распространение несколько типов вертикально-цилиндрических котлов.

Котел типа ММЗ. Вертикально-цилиндрический котел типа ММЗ (рис. IV.23) состоит из наружного цилиндрического корпуса *1* и внутреннего корпуса *2*, который образует камеру, где снизу размещается колосниковая решетка, а сверху—пучок наклонных кипятильных труб *4* диаметром $51\times2{,}5$ мм. Трубы расположены в шахматном порядке.

В нижней части наружный и внутренний корпусы соединены между собой кольцевой накладкой той или иной формы, а сверху они своими сферическими днищами примыкают к дымовой камере. Вода находится несколько выше кипятильных труб и заполняет их и межкольцевой объем котла. Пространство над уровнем воды является паровым объемом котла. Для обеспе-

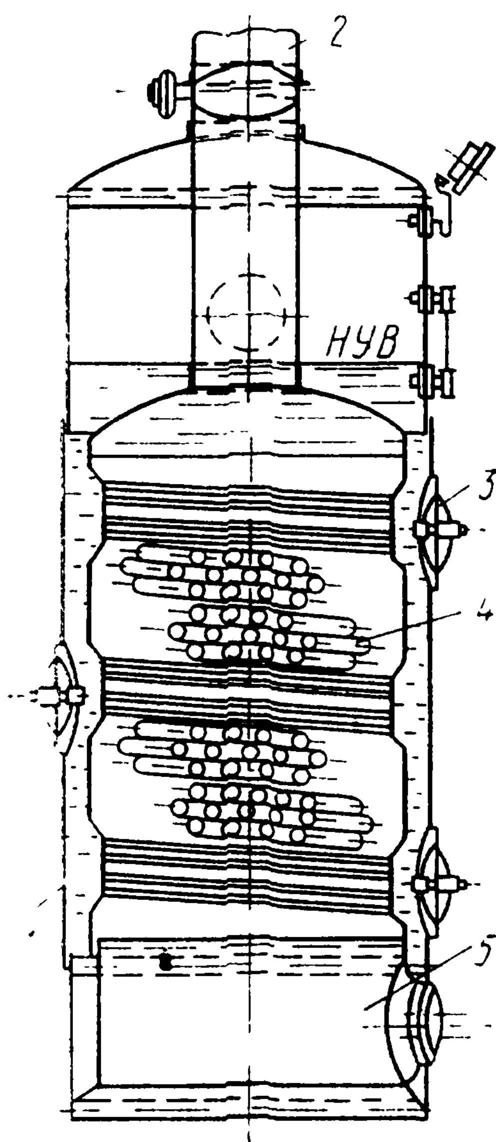


Рис. IV.22. Вертикально-цилиндрический котел системы Шухова

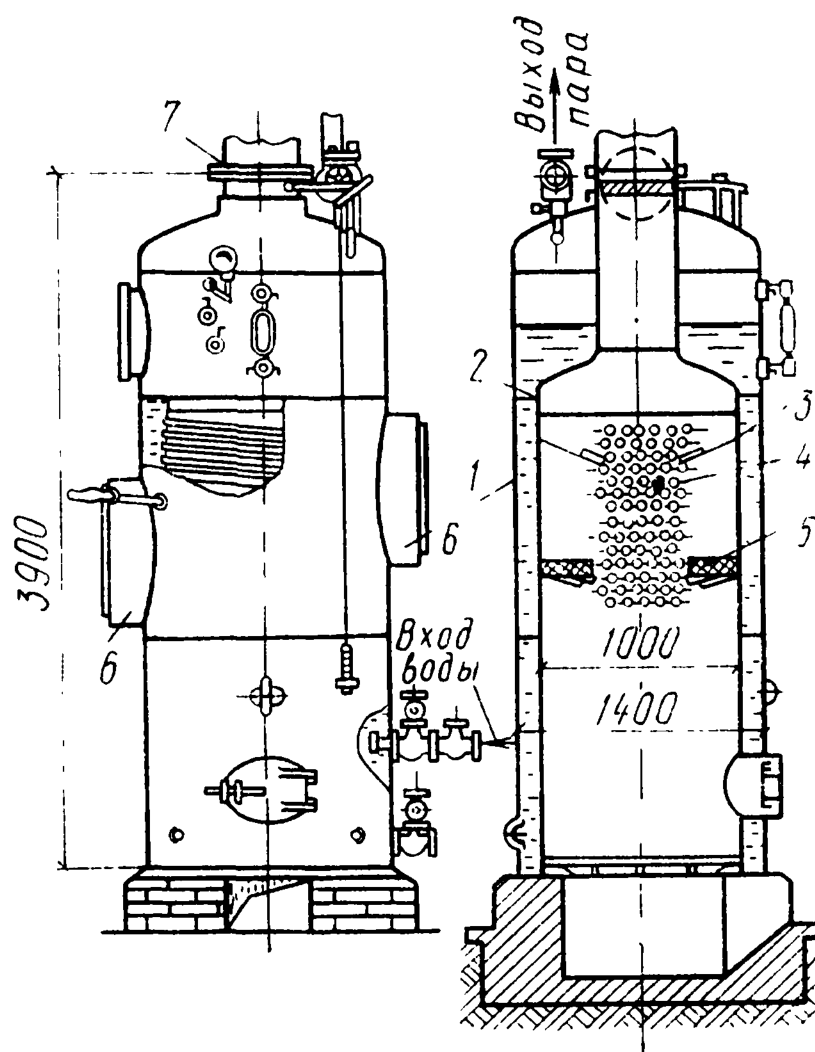
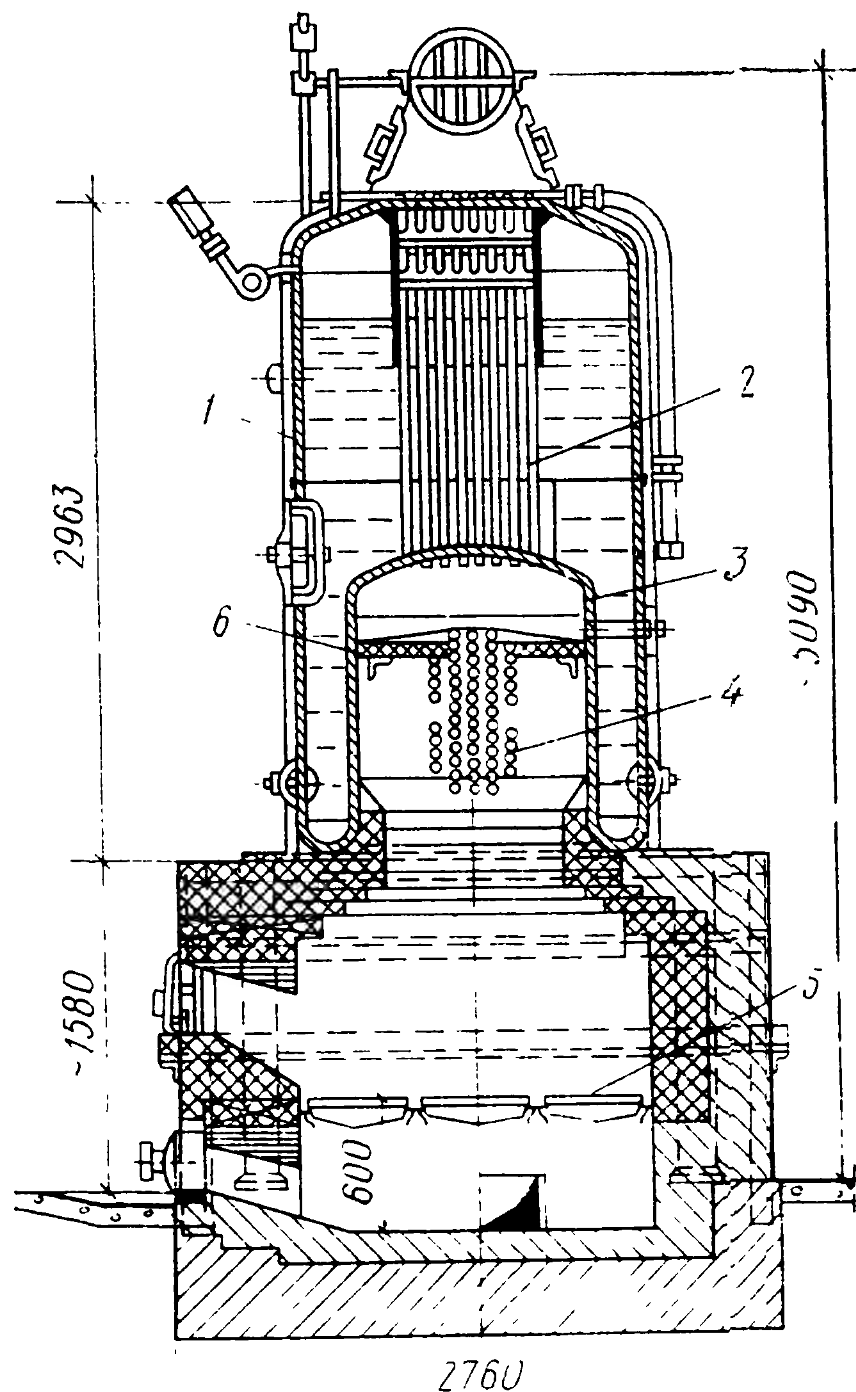


Рис. IV.23. Вертикально-цилиндрический котел типа ММЗ



IV.24. Водотрубно-газотрубный котел ВГД

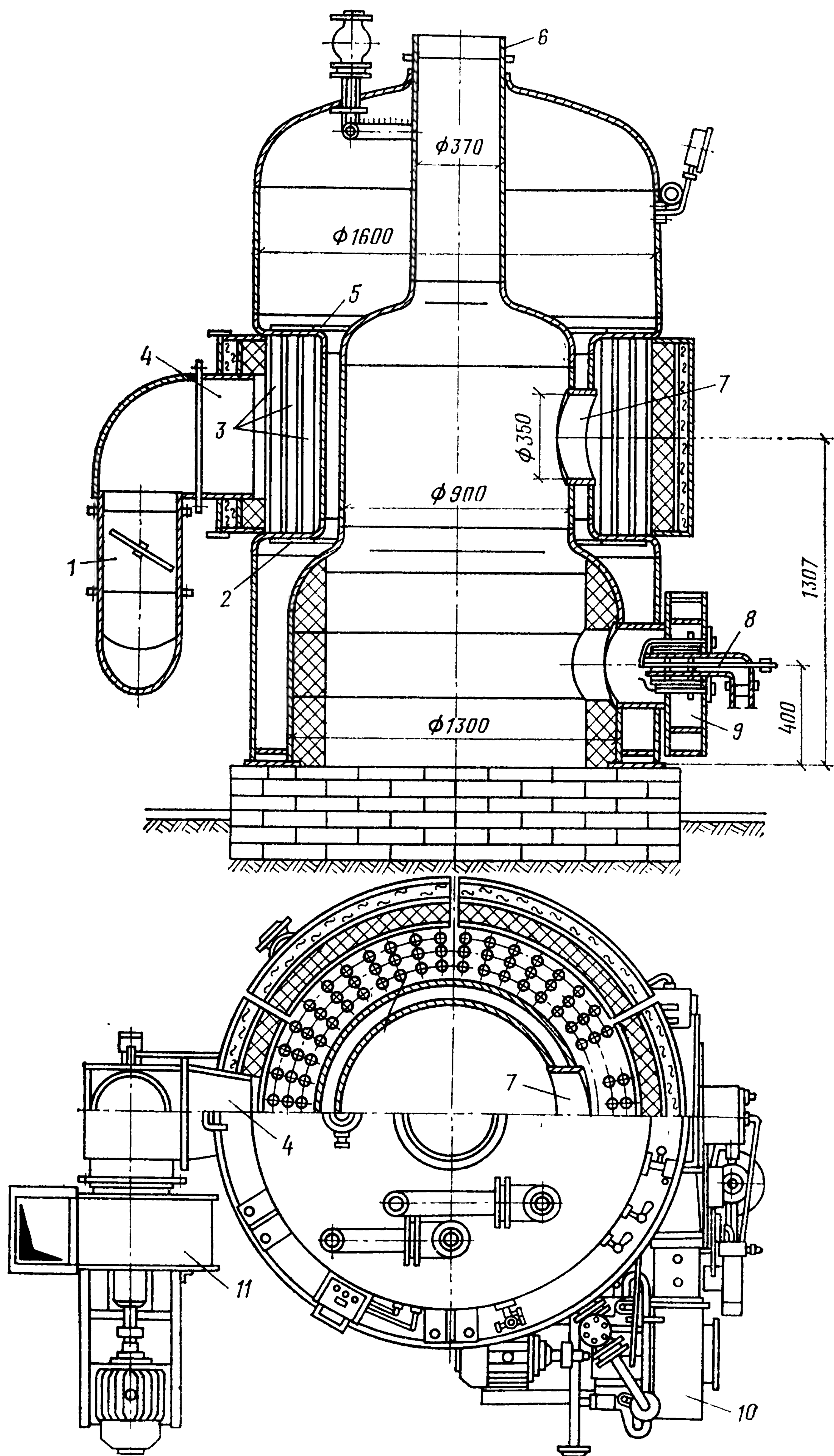


Рис. IV.25. Вертикально-цилиндрический котел типа МЗК

чения лучшего омывания кипятильных труб горячими газами внутри котла установлены специальные чугунные *3* и шамотные *5* перегородки. Благодаря этому исключается возможность прохода газов мимо пучка кипятильных труб. Для очистки внутренней поверхности кипятильных труб от накипи предусмотрены люки *6*.

Для сжигания каменных и бурых углей котел оборудуют ручной топкой с горизонтальной колосниковой решеткой. При сжигании дров и торфа под котлом устанавливают выносную топку, которая снабжена обвязкой, служащей ее каркасом и опорой для фундаментной плиты котла.

Наружная поверхность кипятильных труб очищается от золы и сажи специальным устройством, состоящим из трубы с наконечником, который с помощью гибкого шланга соединен со штуцером парового вентиля. Дымовые газы удаляются через трубу *7*.

Котлы типа ММЗ выпускаются нескольких типоразмеров паропроизводительностью 0,4—1 т/ч. Большое распространение получил котел паропроизводительностью 0,8 т/ч при рабочем давлении 0,8 МПа. Этот котел поставляется почти в собранном виде.

Котел типа ВГД. Вертикально-цилиндрический котел конструкции инж. Н. Г. Добрина (рис. IV.24) состоит из наружного корпуса *1*, выполненного в виде вертикального цилиндра, и внутреннего корпуса *3*. Оба корпуса соединяются между собой вертикальными дымогарными трубками *2* диаметром 51×2,5 мм в количестве 64 шт. В стенки внутреннего корпуса ввальцованы кипятильные трубы *4* того же диаметра в количестве 42 шт. Расположены они в коридорном порядке с шагом по горизонтали 85 мм. Для сжигания твердого топлива котел типа ВГД оборудуют топкой с горизонтальной колосниковой решеткой *5*; для сжигания природного газа колосниковая решетка не требуется, а топку устраивают в виде камеры.

Внутри топки с обеих сторон пучка кипятильных труб установлены шамотные кирпичные перегородки *6*, служащие для направления газового потока. При работе котла дымовые газы из топки сначала проходят через пучок кипятильных труб, затем по дымогарным трубам направляются в дымовую коробку, а потом в дымовую трубу. Дымовую трубу высотой 15—20 м устанавливают или непосредственно на дымовую коробку котла и крепят к ее фланцу болтами и дополнительно соответствующими растяжками, или на специальный цоколь и соединяют с дымовой коробкой стальным коленом. Котел устанавливают на кирпичное основание, высота которого выбирается в зависимости от вида сжигаемого топлива. При сжигании низкосортного топлива высота кирпичного основания увеличивается. На наружном корпусе котла имеются люки для осмотра, очистки и ремонта дымогарных и кипятильных труб.

Котел типа ВГД с площадью поверхности нагрева $H_к=28$ м² и рабочим давлением $p=0,8$ МПа имеет паропроизводительность (в зависимости от вида топлива) $Д=0,7\div1$ т/ч.

Небольшое распространение получили вертикально-цилиндрические котлы ТМЗ-0,4/8 и ТМЗ-1/8 паропроизводительностью соответственно 0,4 и 1 т/ч при рабочем давлении пара $p=0,8$ МПа.

Котел ТМЗ-0,4/8 по устройству представляет собой модернизированный котел Шухова. В нем увеличен объем топочного пространства, более компактно размещены трубы и улучшено их омывание газами.

Конструкция котла типа ТМЗ-1/8 мало отличается от котла ВГД; он имеет несколько бóльшую высоту и большее количество кипятильных труб того же диаметра.

В настоящее время котлы ММЗ, ТМЗ и ВГД заменяются более совершенными котлами типа МЗК, разработанными центральным котлотурбинным институтом (ЦКТИ) имени И. И. Ползунова.

Котлы МЗК (рис. IV.25) имеют рабочее давление 0,8 МПа и производительность 0,4 и 1 т/ч. Котел состоит из двух концентрических обечаек, межкольцевое пространство которых разделено двумя горизонтальными перегородками *2* и *5*. Между перегородками размещены три ряда вертикальных (кипятильных) труб *3* диаметром 51×2,5 мм и длиной 850 мм. Топка оборудована газовой горелкой *8*, завихрителем *9* и вентилятором *10*, располагаемыми с фронта. При работе котла дымовые газы из средней части жаровой трубы через специальное отверстие (окно) *7* поступают в среднее по высоте межкольцевое пространство котла и поперечным потоком омывают кипятильные трубы, а затем через отверстия *4* и патрубок *1* с помощью дымососа *11* удаляются в дымовую трубу и атмосферу. Площадь поверхности нагрева котлов в соответствии с производительностью равна 10 и 30 м². На фланце *6* устанавливается взрывной клапан.

Вертикально-водотрубные котлы. Вертикально-водотрубные котлы получили очень широкое распространение. Они изготовляются малой, средней и большой производительности с различным рабочим давлением и температурой пара. Вертикально-водотрубные котлы малой производительности используют главным образом в производственно-отопительных котельных, а котлы большой производительности — в энергосиловых установках. В производственно-отопительных котельных применяются котлы типов ДКВ, КРШ, ВВД, ГМ, СУ, СА и др. паропроизводительностью 2—20 т/ч. Некоторые из указанных типов котлов не изготовляются. Котлы типа ДКВ модернизированы и выпускаются под типом ДКВР.

В последнее время Московским отделением ЦКТИ созданы

самые маломощные вертикально-водотрубные котлы серии Е-1/9 (рис. IV.26) паропроизводительностью насыщенного пара 1 т/ч и рабочим давлением 0,9 МПа.

Котел состоит из двух барабанов (нижнего и верхнего), конвективного пучка труб и топочного экрана. Трубы конвективного пучка и топочного экрана имеют один и тот же диаметр 51×2,5 мм. Конвективный пучок труб разделен металлической перегородкой, что обеспечивает необходимую скорость газового потока. Для включения топочного экрана в циркуляционный контур в котле предусмотрены четыре боковых и один фронтовой коллекторы.

Котел предназначен для сжигания топлива всех видов: твердого, жидкого и газообразного. Для сжигания твердого топлива топка оборудуется ручной колосниковой решеткой с опрокидными колосниками; при сжигании газа и мазута используют соответствующие газомазутные горелки. Котел поставляется в собранном виде в облегченной обмуровке с обшивкой.

Котлы типа ДКВР. Вертикально-водотрубные котлы типа ДКВР предназначены для выработки насыщенного и перегретого водяного пара с температурой 250 и 370° С. Котлы типа ДКВР изготовляются нескольких типоразмеров с рабочим давлением пара 1,3; 2,3; 3,9 МПа и номинальной паропроизводительностью 2,5; 4; 6,5; 10; 20; 35 т/ч. Котлы паропроизводительностью 2,5 и 4 т/ч выпускаются только на рабочее давление P=1,3 МПа.

Котлы типа ДКВР являются унифицированными. Они представляют собой двухбарабанные вертикально-водотрубные котлы с естественной циркуляцией.

По длине верхнего барабана котлы ДКВР изготовляют двух модификаций — с длинным барабаном и укороченным. У котлов паропроизводительностью 2,5; 4 и 10 т/ч (раннего выпуска) верхний барабан значительно длиннее нижнего. У котлов паропроизводительностью 10 т/ч (последней модификации) и большей мощности верхний барабан значительно укорочен.

Котлы типа ДКВР могут работать на топливе различных видов. Для работы на том или ином топливе котлы комплектуют соответствующими топочными устройствами: а) топками ПМЗ-РПК, ПМЗ-ЛЦР и ПМЗ-ЧЦР для сжигания каменных и бурых углей, а также антрацитов; б) топками системы А. А. Шершнева для сжигания фрезерного торфа; шахтными топками или топками с решеткой РПК для сжигания кускового торфа; в) топками скоростного горения ЦКТИ системы В. В. Померанцева для сжигания древесных отходов; г) камерными топками для сжигания газа и мазута.

Котел ДКВР-2,5-13 с топкой ПМЗ-РПК (рис. IV.27) имеет два продольно расположенных по оси барабана — удлиненный верхний *1* и короткий нижний *7*. Верхний барабан в передней части соединен с двумя коллекторами *8* трубами *9*, образующи-

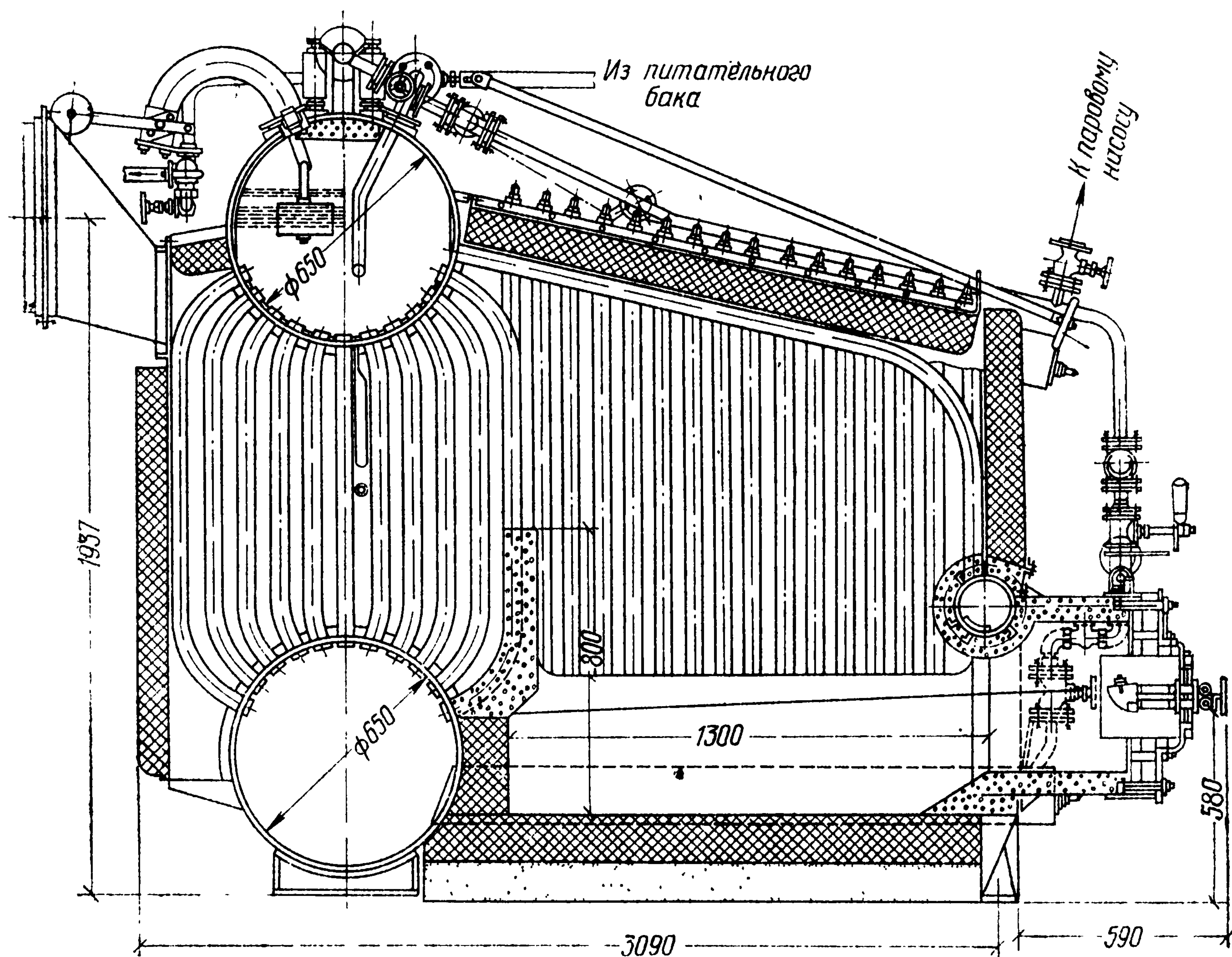


Рис. IV.26. Вертикально-водотрубный котел Е-1/9

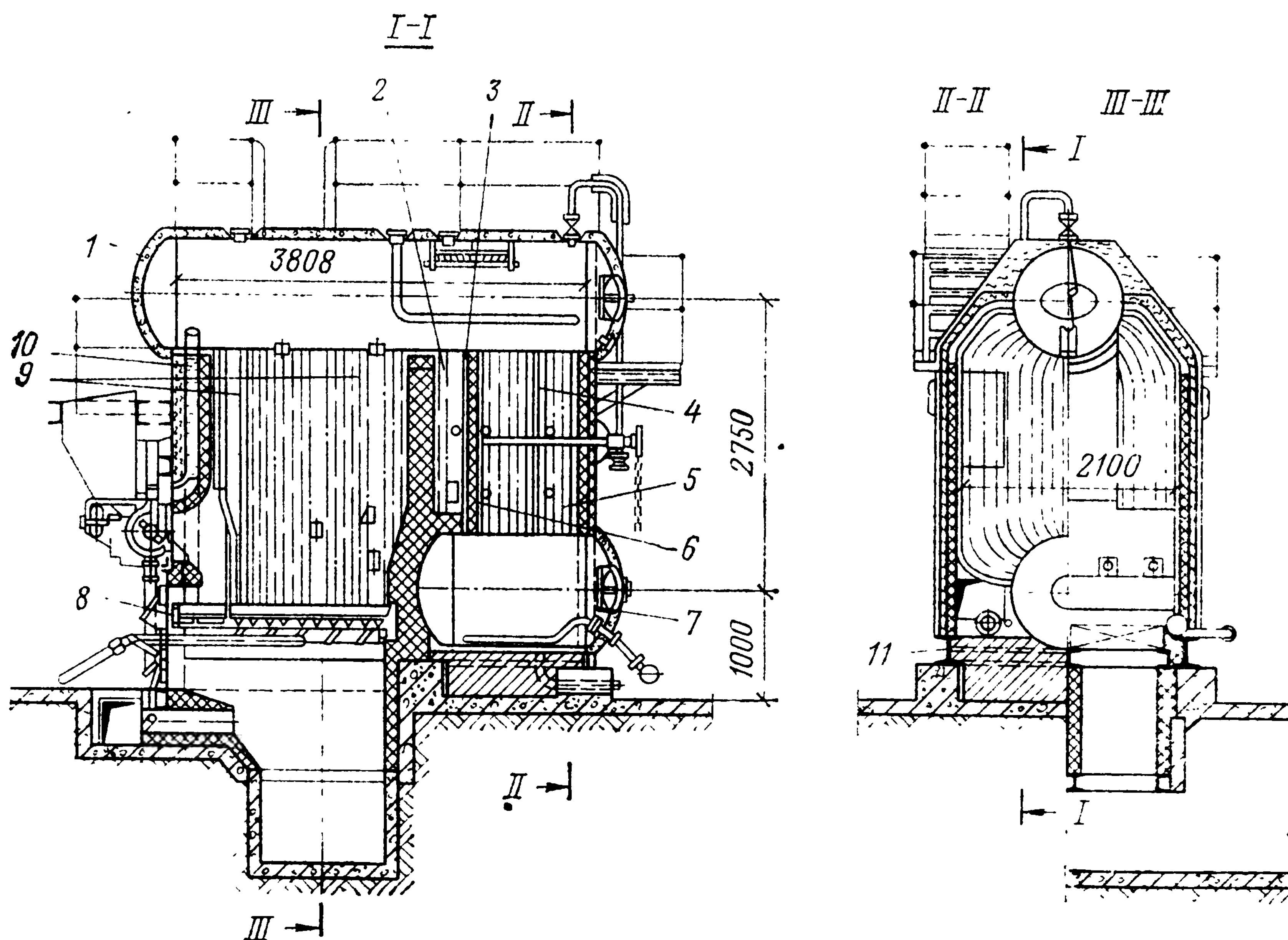


Рис. IV.27. Вертикально-водотрубный котел ДКВР-2,5-13 с топкой ПМЗ-РПК

ми два боковых топочных экрана. Одним концом экранные трубы ввальцованы в верхний барабан, а другим приварены к коллекторам-трубам диаметром 108×4 мм.

В задней части верхний барабан соединен с нижним барабаном пучком кипятильных труб *5* диаметром 51×2,5 мм, которые образуют развитую конвективную поверхность нагрева. Расположение труб коридорное с шагом в продольном направлении 100 мм и в поперечном 110 мм.

Перед первым рядом конвективного пучка труб *3* расположена камера догорания *2*, которая образуется шамотной стенкой, разделяющей топочную камеру на две части. При наличии такой камеры устраняется опасность затягивания пламени в пучок кипятильных труб, а также уменьшаются потери от механического и химического недожога топлива. С помощью шамотной *6* и чугунной *4* перегородок внутри котла образуются два газохода, по которым движутся дымовые газы, поперечно омывающие все трубы конвективного пучка. После этого они выходят из котла через специальное окно, расположенное с левой стороны в задней стенке. При необходимости положение окна может изменяться, и дымовые газы будут направлены вверх, вниз или через боковую стенку.

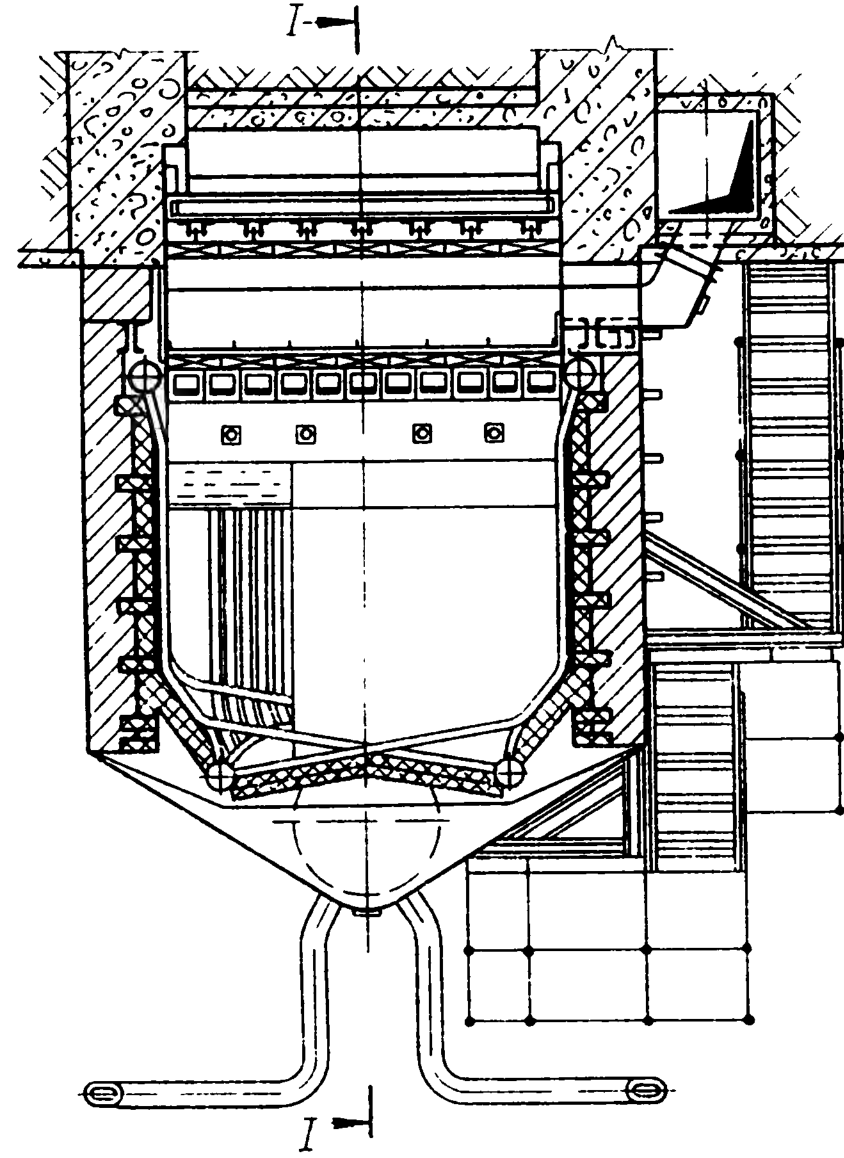
Питательная вода подается в котел двумя трубами под уровень воды в верхний барабан, откуда по трубам *10* она поступает в коллекторы боковых экранов, а по опускным трубам конвективного пучка — в нижний барабан. Опускными являются обогреваемые трубы последних рядов, расположенных во втором газоходе. Дымовые газы при движении из топки по газоходам котла отдают часть своего тепла (охлаждаются) воде, циркулирующей в трубных контурах котла. При этом часть воды превращается в пар; образующаяся парожидкостная смесь поступает в верхний барабан, где пар отделяется от воды.

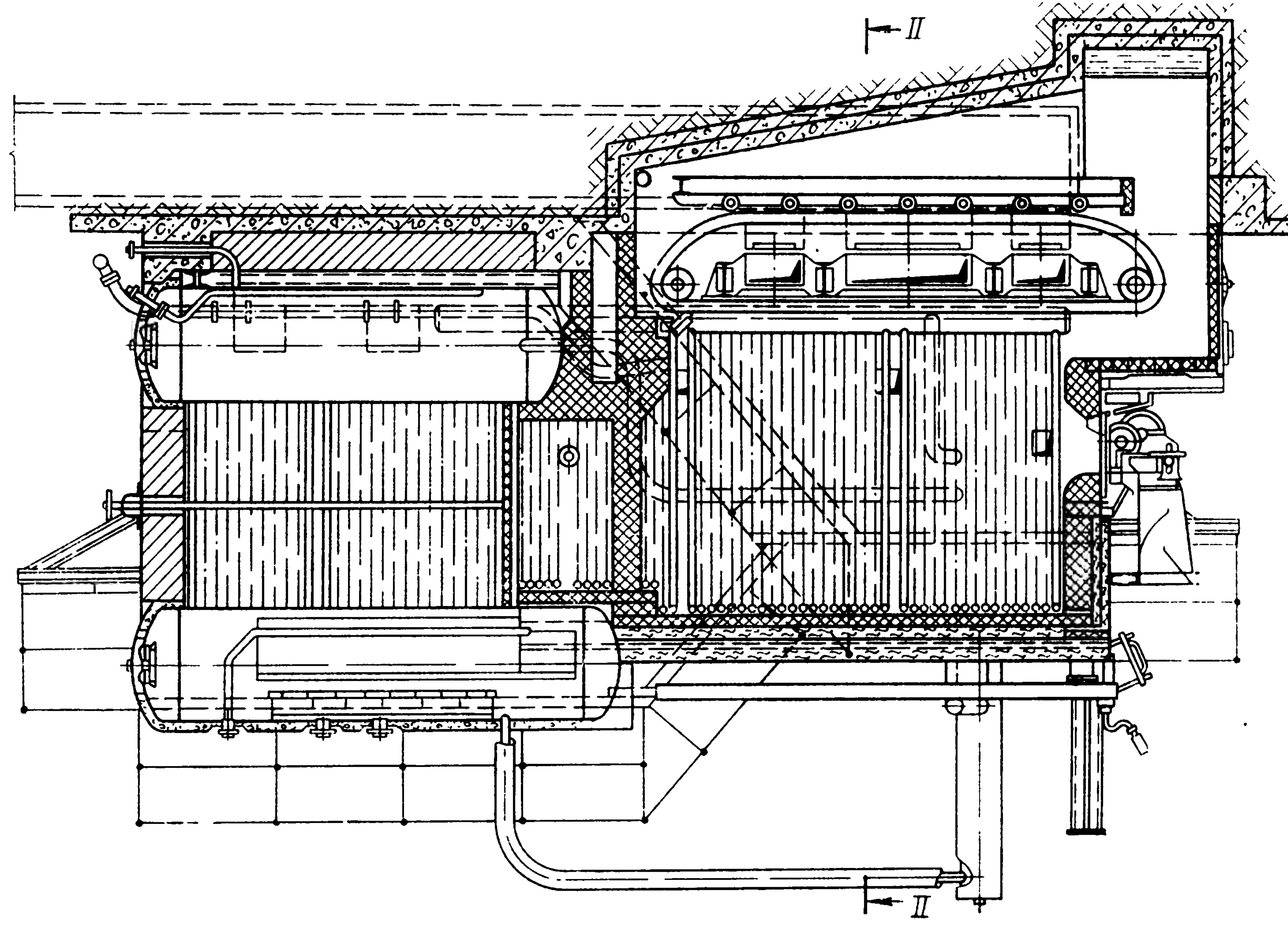
Верхний барабан в котлах типа ДКВР оборудован устройством для непрерывной продувки, предохранительными клапанами и водоуказательными приборами. Нормальный уровень воды в котле соответствует горизонтальной оси верхнего барабана. Допустимое отклонение уровня воды составляет 80 мм в обе стороны. Нижний барабан является шламоотстойником; из него по специальной трубе производится периодическая продувка.

Рассматриваемый котел не имеет несущего каркаса. Трубно-барабанная система его размещается на опорной раме *11*, с помощью которой котел крепится к фундаменту. Опорная рама выполняется сварной из стального проката. Неподвижной опорной точкой котла является передняя опора нижнего барабана.

Аналогичную конструкцию имеют котлы паропроизводительностью 4 и 6,5 т/ч.

Паровые котлы типа ДКВР паропроизводительностью 10 т/ч изготовляют на рабочее давление 1,3; 2,3 и 3,9 МПа как с пароперегревателем, так и без него. В этих котлах помимо


I
I


II
II

экранирования боковых стенок имеются фронтовой и задний экраны. В котле последней модификации с укороченным верхним барабаном (рис. IV.28) топочная камера полностью экранирована. Трубы боковых экранов выведены крест-накрест в два верхних коллектора, присоединяемых к верхнему барабану, благодаря чему достигается экранирование потолка топки. Трубы экранов имеют диаметр 51×2,5 мм. Выход газов из топки асимметричен; движутся они по той схеме, что и в котлах с длинным верхним барабаном, т. е. проходят камеру догорания и поступают в первый и второй газоходы котла, омывая конвективный пучок труб.

Котлы типа ДКВР паропроизводительностью 20 т/ч (рис. IV.29) и 35 т/ч изготовляют с укороченным верхним барабаном. Котлы полностью экранированы. Котлы ДКВР-20 имеют фронтовой, задний и боковые (перекрещивающиеся на потолке) экраны. Котлы ДКВР-35 также имеют фронтовой экран, переходящий в потолочный; задний, образующий в верхней части фестон, и боковые, состоящие из вертикальных трубчатых панелей.

Схема движения дымовых газов в этих котлах несколько другая — пролетного типа, т. е. конвективные пучки труб омываются одним потоком дымовых газов, не изменяющим своего направления.

Эти котлы имеют несущий каркас, на который опирается нижний барабан. Верхний барабан, как и у других котлов типа

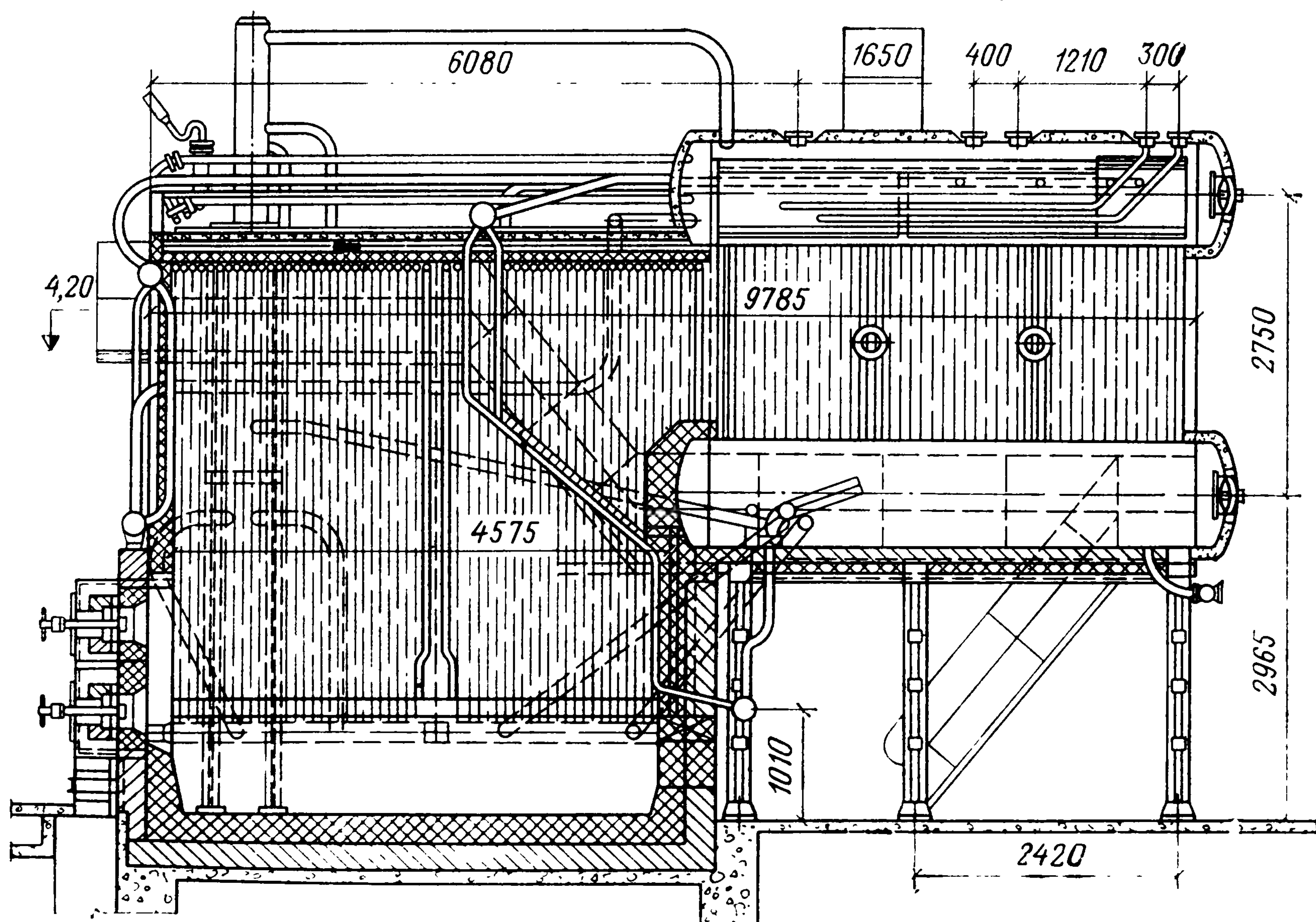


Рис. IV.29. Котел типа ДКВР-20-13 с топкой для газа и мазута

ДКВР, опирается на трубную систему. Пароперегреватели в котлах типа ДКВР выполняются змеевиковыми из стальных цельнотянутых труб диаметром 32×3 мм. Размещаются они в большинстве случаев в первом газоходе после второго-третьего ряда кипятильных труб. При размещении пароперегревателя часть кипятильных труб не устанавливается.

Котлы с рабочим давлением 3,9 МПа имеют двухступенчатые пароперегреватели; при этом котлы оборудованы пароохладителем. Пар после I ступени поступает в пароохладитель, а затем направляется во II ступень. Пароохладитель выполняется из труб диаметром 32×3 мм и размещается в нижнем барабане котла.

Для очистки труб от наружных отложений котлы типа ДКВР оборудуют обдувочным устройством — вращающейся трубой с соплами. Обдувка производится паром. Обдувочная труба поворачивается с помощью маховика и стальной цепи, расположенных на задней стенке котла.

Обмуровка котлов типа ДКВР выполняется из шамотного и обыкновенного кирпича или из термоизоляционных плит (облегченная).

Котлы типа ДКВР паропроизводительностью 2,5; 4 и 6,5 т/ч являются транспортабельными, так как в собранном виде с облегченной обмуровкой и обшивкой вписываются в габариты железнодорожного транспорта. Поэтому котлы собирают на заводе и доставляют на монтажную площадку в собранном виде, что значительно упрощает и удешевляет монтажные работы. Котлы паропроизводительностью 10; 20 и 35 т/ч по своим габаритам нетранспортабельны и поставляются заводом в виде отдельных крупных блоков.

Все котлы типа ДКВР и особенно с повышенным рабочим давлением работают на химически очищенной и деаэрированной воде. Коэффициент полезного действия этих котлов при сжигании газа и мазута в среднем составляет 0,9, а при сжигании твердого топлива — 0,75—0,85 в зависимости от вида и сорта топлива.

Некоторые технические характеристики котлов ДКВР приведены в табл. IV.5.

Котлы марки БМ-35-39. Относятся к группе современных котлов средней паропроизводительности.

Котел БМ-35-39 (рис. IV.30) паропроизводительностью 35 т/ч с давлением пара 3,9 МПа и температурой перегретого пара 450° С предназначен для работы на мазуте. Котел однобарабанный, с естественной циркуляцией. Барабан *1* имеет диаметр 1572 мм. Компоновка котла выполнена по П-образной схеме, при которой два основных вертикальных газохода — подъемный (топка) и опускной соединены в верхней части небольшим горизонтальным газоходом *2*. В этом газоходе размещается пароперегреватель *3* вертикального типа, изготовленный

Котлы	Паропроизводительность, т/ч	Рабочее давление пара, мПа	Температура, °С		Площадь поверхности нагрева, м²			Диаметр экранных и кипятильных труб, мм	Размеры котла в тяжелой обмуровке, мм		Высота котла до штуцера на верхнем барабане, мм
			пара	питательной воды	общая	конвективная	радиационная		длина	ширина	
ДКВР-2,5-13	2,5	1,3	194	80	74,5	58	16,5	—	4120	3200	4343
ДКВР-4-13	4	1,3	194	80	120	99	21	—	5410	3200	4343
ДКВР-4-13-250	4	1,3	250	80	109	88	21	—	5410	3200	4343
ДКВР-6,5-13	6,5	1,3	194	80	198	171	27	—	6526	3830	4343
ДКВР-6,5-13-250	6,5	1,3	250	80	178	151	27	—	6520	3830	4343
ДКВР-6,5-23-370	6,5	2,3	370	100	178	151	27	51×2,5	6520	3830	4343
ДКВР-10-13	10	1,3	194	80	264	227	37	—	6860	3830	6315
ДКВР-10-13-250	10	1,3	250	100	239	202	—	—	6860	3830	6315
ДКВР-20-13	20	1,3	194	100	360,7	301	59,7	—	—	—	—
ДКВР-20-13-250	20	1,3	250	100	358,5	285	73,5	—	—	—	—
ДКВР-35-13-250	35	1,3	250	100	486	400	86	—	13 800*	3650*	7663
ДКВР-35-39-440	35	3,9	440	145	473	383	90	—	13 800*	3650*	7663

из труб диаметром 38×3 мм и состоящий из двух частей. В рассечку между первой и второй частью пароперегревателя включен пароохладитель для регулирования температуры перегретого пара. В опускном газоходе размещаются также водяной экономайзер *4*, выполненный в виде змеевиков из труб диаметром 32×3 мм, и трубчатый воздухоподогреватель *5*, изготовленный из труб диаметром 40×1,5 мм. Такое размещение хвостовых поверхностей (экономайзера и воздухоподогревателя) принято называть одноярусным.

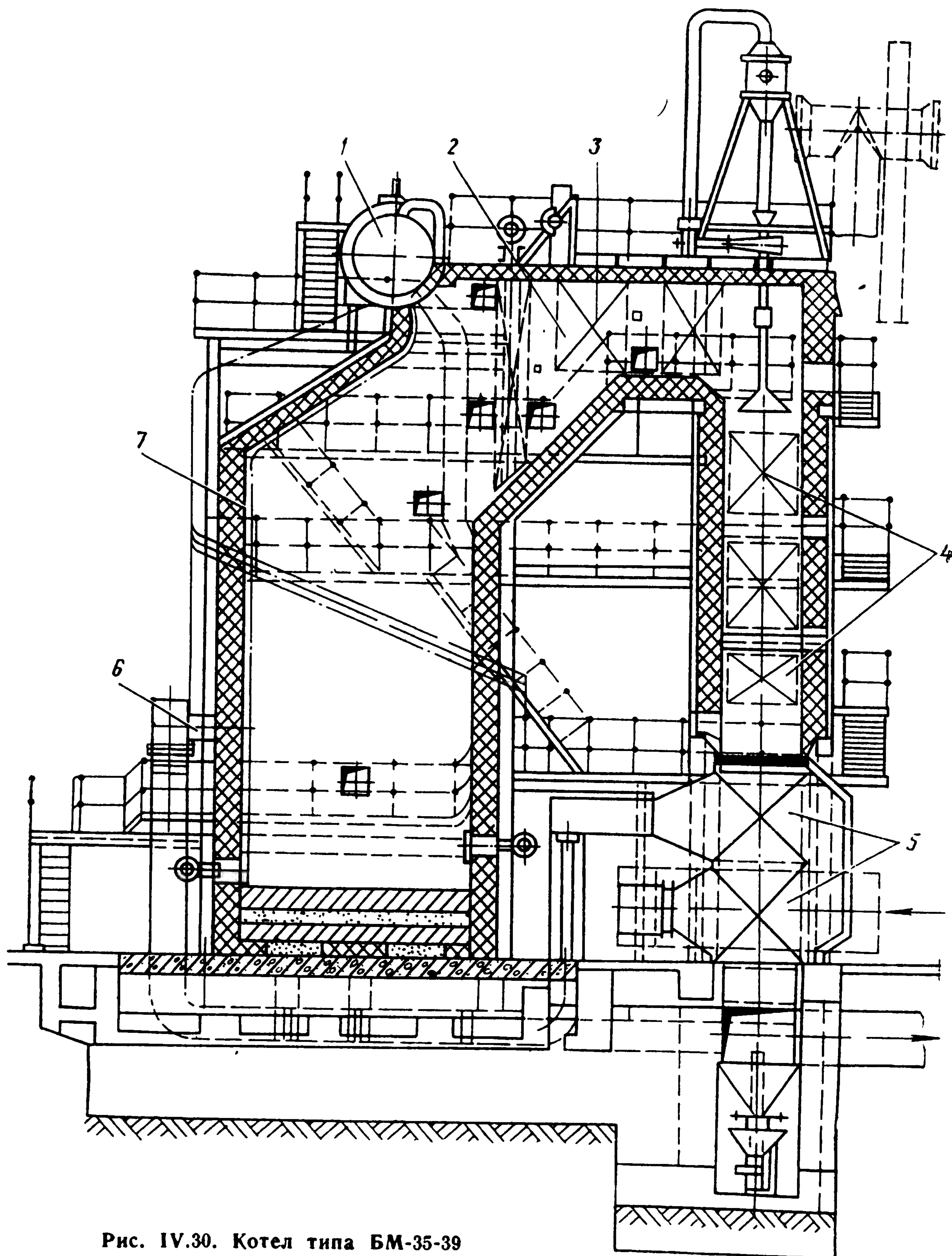


Рис. IV.30. Котел типа БМ-35-39

Котел оборудован топкой с мазутными форсунками *6*. Фронтовая, задняя и боковые стенки топочной камеры экранированы трубами *7* диаметром 60×3 мм. Дымовые газы из топки поступают в горизонтальный газоход, омывая трубы пароперегревателя, а затем движутся вниз по опускному газоходу. При этом газы охлаждаются, отдавая часть тепла воде и воздуху, проходящим соответственно через экономайзер и воздухоподогреватель. Вода и воздух движутся навстречу потоку газов. Такая схема движения (противоток) обеспечивает наилучшие условия передачи тепла.

В процессе работы котла его хвостовые поверхности могут покрываться золой и сажей, что значительно ухудшает условия теплопередачи. Для удаления с поверхностей нагрева внешних отложений в котле предусмотрено дробеочистительное устройство.

Работа котла БМ-35-39 полностью автоматизирована, что позволяет до минимума сократить количество обслуживающего персонала.

Почти аналогичную конструкцию имеет *котел типа БГ-35-39*, предназначенный для работы на природном газе и мазуте (соответственно основной вид топлива и резервный). Паропроизводительность и параметры вырабатываемого ими пара аналогичны показателям котла БМ-35-39.

Котел марки БКЗ-75-39-ФБ (рис. IV.31) относится к котлам средней паропроизводительности. Он предназначен для работы на различных видах твердого топлива, сжигаемого в пылевидном состоянии. Номинальная паропроизводительность котла 75 т/ч при давлении пара 3,9 МПа и температуре перегретого пара 450° С. Котел однобарабанный, оборудован камерной топкой объемом 454 м^3, которая экранирована трубами диаметром 60×3 мм. Экран задней стенки топочной камеры в верхней части разведен в четырехрядный фестон, за которым размещен двухступенчатый пароперегреватель, состоящий из труб диаметром 38×3 мм. Площадь поверхности нагрева II ступени пароперегревателя может изменяться (в зависимости от вида топлива) от 200 до 400 м^2, а площадь поверхности нагрева I ступени пароперегревателя постоянная, равная 220 м^2. В опускном газоходе котла находятся водяной экономайзер и трубчатый воздухоподогреватель, выполненные соответственно из труб диаметром 32×3 и 40×1,5 мм. Размещены они в рассечку, поэтому имеют по две секции.

Котел БКЗ-75-39-ФБ блочный, в основном состоит из 27 крупных отдельных транспортабельных блоков. Эти блоки поставляются на монтажную площадку в собранном виде и лишь небольшая часть деталей котла поставляется «россыпью».

Прямоточные котлы. Во всех ранее рассмотренных паровых котлах движение воды и пароводяной смеси (циркуляция) происходит вследствие разности их плотностей. При низких и сред-

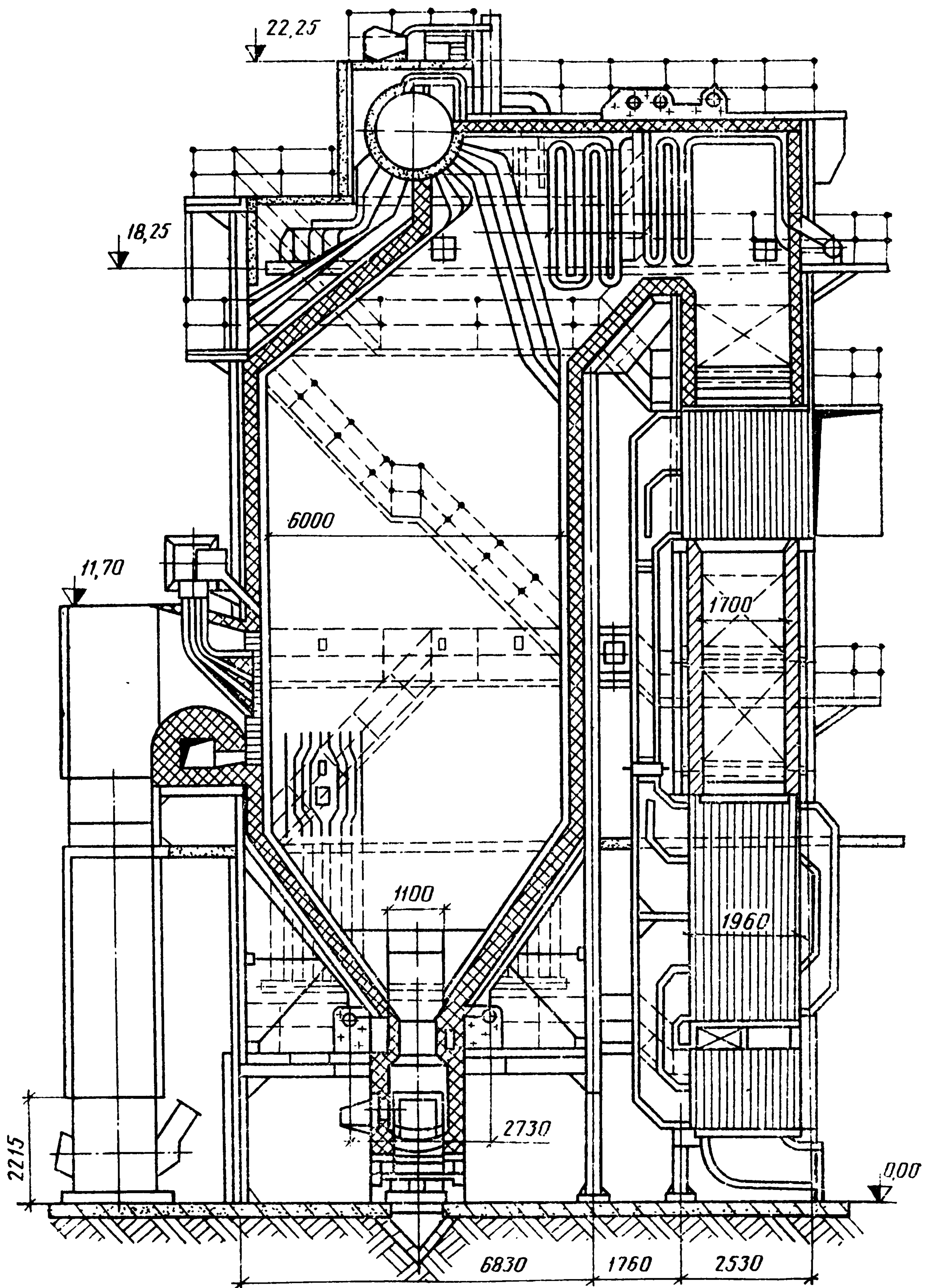


Рис. IV.31. Котел типа БКЗ-75-39-ФБ

них давлениях в котле эта разность достаточно значительна и полностью обеспечивает надежную циркуляцию воды. При повышении рабочего давления пара в котле разность плотностей сред уменьшается, а при давлениях, близких к критическому, становится минимальной, в связи с чем трудно обеспечить есте-

ственную циркуляцию воды. Это привело к созданию паровых котлов с принудительной циркуляцией, в которых движение воды и парожидкостной смеси в испарительной части осуществляется с помощью насосов.

В СССР получили преимущественное распространение прямоточные котлы, в которых отсутствует циркуляционный контур, и процесс парообразования происходит при однократном прохождении воды через все участки котла. При этом вода подается питательным насосом в один из концов непрерывных змеевиков, а выходит из других концов в виде перегретого пара с требуемыми параметрами. Благодаря такому принципу работы в прямоточных котлах отсутствует один из самых дорогостоящих и металлоемких элементов — барабан, вследствие чего снижается стоимость котла и облегчается его изготовление. Конструктивно такие котлы представляют собой систему обогреваемых газами параллельно включенных труб (змеевиков), соединенных коллекторами. Количество параллельных змеевиков зависит от паропроизводительности котла. В котлах большой мощности число их достигает 100 и более.

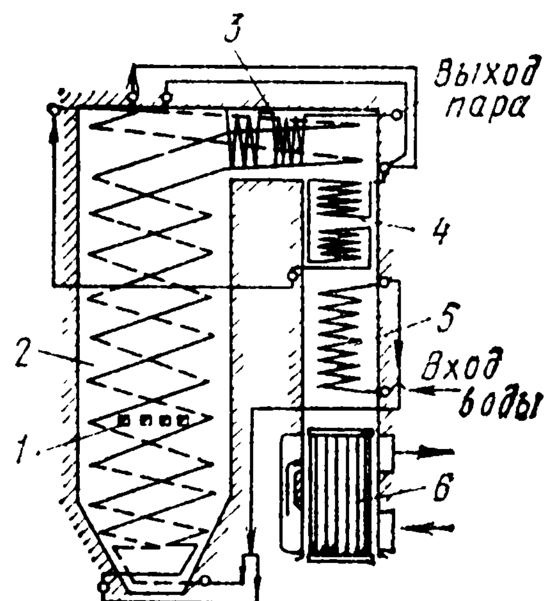


Рис. IV.32. Схема прямоточного котла системы проф. Л. К. Рамзина

Принцип работы прямоточного котла можно уяснить из рис. IV.32, на котором представлена схема одной из первых конструкций прямоточного котла системы проф. Л. К. Рамзина.

Котел выполнен по П-образной схеме. В подъемном газоходе *2* (в камерной топке) расположены горелки и радиационная часть котла *1*, в которой тепло от горячих газов передается поверхностям трубок в основном путем излучения. В опускном и горизонтальном газоходах размещены конвективная часть котла — пароперегреватель *3*, водяной экономайзер *5*, воздухоподогреватель *6* и выносная зона *4*. Питательная вода подается насосом в водяной экономайзер, где она подогревается, а затем поступает в радиационную часть котла, где она испаряется. Образующийся в радиационной части котла водяной пар со степенью сухости около 75—85% поступает в выносную зону, в которой вода окончательно испаряется и в основном отлагаются соли, содержащиеся в воде. Из выносной зоны водяной пар направляется в пароперегреватель, где его температура повышается, а затем поступает к потребителю.

§ 20. ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Пароперегреватель — важнейший элемент современного котельного агрегата — предназначен для перегрева насыщенного пара до требуемой температуры. Пароперегреватель представ-

ляет собой систему змеевиков, выполненных из стальных цельнотянутых труб диаметром 28—42 мм. Концы змеевиков путем развальцовки или приварки прикрепляют к коллекторам круглого или прямоугольного сечения. У котлов ДКВР входные концы змеевиков развальцовывают непосредственно в верхнем барабане, а выходные приваривают к коллектору перегретого пара. В зависимости от расположения змеевиков пароперегреватели бывают *горизонтальные* и *вертикальные*. В настоящее время в основном применяются пароперегреватели с вертикальными змеевиками, размещаемыми в газоходе котла или топке. В зависимости от этого пароперегреватели делятся на три группы: конвективные, радиационные и комбинированные.

К *конвективным* относятся пароперегреватели, в которых тепло передается главным образом конвекцией. Такие пароперегреватели размещаются за первым газоходом или сразу же за топочной камерой, от которой они отделяются только фестоном, состоящим из нескольких рядов разведенных труб заднего экрана с шагом не менее (3,5—4,5)d, где d — диаметр труб.

Радиационные пароперегреватели располагаются, как и экраны, в топочной камере и воспринимают тепло в основном излучением.

В *комбинированных пароперегревателях* часть их поверхности располагается в газоходе котла, а другая часть — в топочной камере, поэтому тепло от газов в них передается как излучением, так и конвекцией.

Количество тепла $Q_{п.п}$, кДж/ч, воспринимаемое паром в пароперегревателе в течение 1 ч, может быть определено по формуле:

$$Q_{п.п} = D\,(i_{п.п} - i_{н}), \qquad (IV.1)$$

или

$$Q_{п.п} = B\left(I'_{п.п} - I''_{п.п}\right), \qquad (IV.2)$$

где D — количество пара, проходящего через пароперегреватель, кг/ч; B — расход топлива, кг/ч; $i_{п.п}$ и $i_{н}$ — энтальпия пара на выходе и входе в пароперегреватель, кДж/кг; $I'_{п.п}$ и $I''_{п.п}$ — энтальпия дымовых газов перед пароперегревателем и после него, кДж/кг.

Пароперегреватели могут работать по схемам, приведенным на рис. IV.33. Наибольшее распространение получили противоточная и смешанная схемы.

При работе пароперегревателя по противоточной схеме газы движутся навстречу пару, а при смешанной схеме могут быть различные комбинации прямотока и противотока. При работе по указанным двум схемам наиболее эффективно используется поверхность нагрева пароперегревателя. Однако при противоточной схеме последние (по ходу) участки змеевиков находятся в тяжелых условиях: внутри труб протекает пар с наивысшей температурой, а снаружи движутся наиболее нагретые газы.

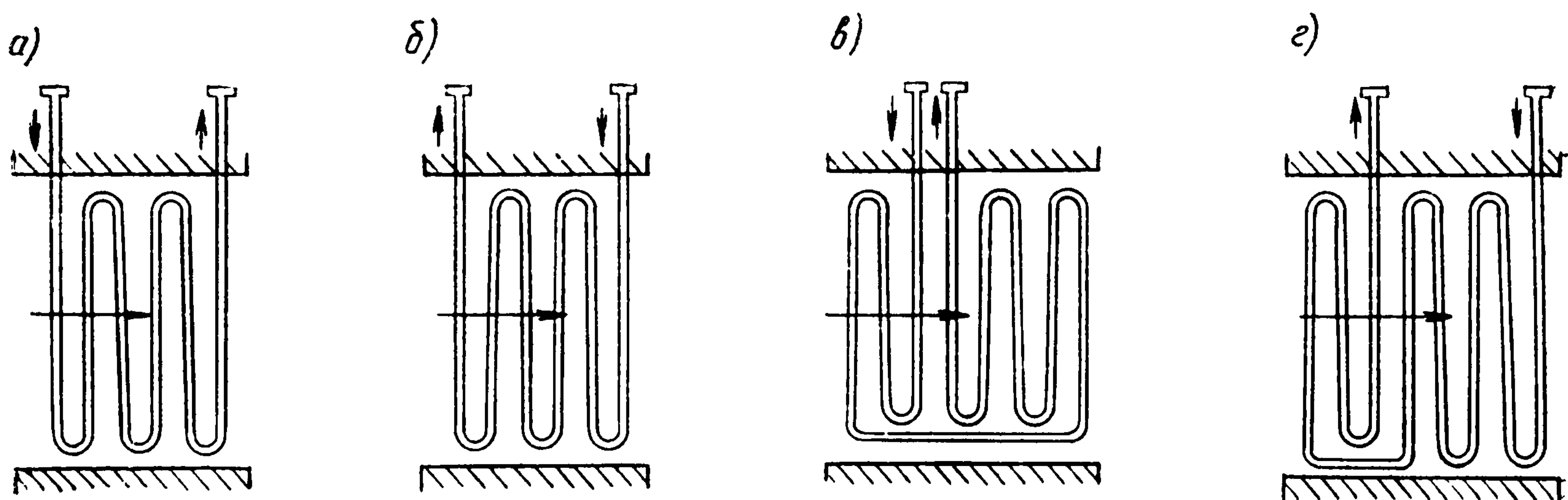


Рис. IV.33. Схемы движения пара и газа в пароперегревателе

а — прямоток; *б* — противоток; *в* — двойной противоток; *г* — смешанный ток

При смешанной схеме выходная часть змеевиков находится в более благоприятных условиях, так как они расположены в зоне, где температура газов более низкая.

Надежность работы пароперегревателя зависит от многих факторов и в первую очередь от влажности поступающего пара. Вместе с капельками воды в пароперегреватель вносятся различные соли, которые при испарении воды выпадают на стенках, образуя накипь. Наличие накипи резко ухудшает условия передачи тепла и может привести к перегреву и пережогу труб. На надежность работы пароперегревателя влияет также скорость движения пара, обеспечивающая отвод тепла от змеевиков. С увеличением скорости движения пара возрастает коэффициент теплопередачи, однако при этом увеличивается гидравлическое сопротивление пароперегревателя. Поэтому скорость движения пара принимают с учетом обоих этих факторов в пределах 15—25 м/с.

Работа пароперегревателя зависит от режима работы котла, с изменением которого изменяется температура пара, выходящего из пароперегревателя. Для надежной работы современных установок требуется постоянство температуры пара, что обеспечивается различными регулирующими устройствами. К таким устройствам относятся в первую очередь поверхностные и впрыскивающие пароохладители, широко распространенные в отечественной практике.

Поверхностный пароохладитель представляет собой обычный трубчатый теплообменник, в котором по трубам движется охлаждающая вода, а между труб — пар. При этом пар, соприкасаясь через стенки труб с холодной водой, отдает ей часть тепла, понижая свою температуру. Изменяя количество протекающей воды, можно регулировать температуру пара. В качестве охлаждающей используется питательная вода.

Во впрыскивающих пароохладителях температура пара понижается вследствие ввода (впрыска) воды (конденсата) в поток пара. Впрыскиваемая вода, испаряясь за счет тепла перегретого пара, снижает его температуру. Конструктивно впрыс-

кивающие охладители оформляются по-разному. Самым простым из них является пароохладитель в виде разбрызгивающего насадка, который вводится в паропровод перегретого пара.

Температуру пара можно также регулировать путем изменения количества или температуры дымовых газов, проходящих через пароперегреватель. Такое регулирование температуры пара принято называть газовым, а регулирование ранее рассмотренными способами — паровым. Газовое регулирование применяется сравнительно редко; наибольшее распространение получило паровое регулирование.

§ 21. ВОДЯНЫЕ ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Водяной экономайзер представляет собой трубчатый теплообменник, в котором питательная вода перед поступлением в котел подогревается за счет тепла уходящих газов. При использовании экономайзера значительно снижается температура уходящих газов, что существенно повышает экономичность котлоагрегата.

Водяные экономайзеры изготовляют чугунными ($p \leqslant 2{,}4$ МПа) и стальными ($p > 2{,}4$ МПа). По степени подогрева питательной воды экономайзеры разделяются на *некипящие* и *кипящие*. В экономайзере некипящего типа вода максимально подогревается на 20—30° С ниже температуры кипения. Это необходимо для того, чтобы не допустить парообразования в экономайзере, а также исключить гидравлические удары. В экономайзере кипящего типа температура нагрева воды не ограничивается; вода доводится до кипения с возможностью ее испарения до 10—15% и более.

Чугунные экономайзеры изготовляют некипящего типа, так как при вскипании воды в них могут возникать гидравлические удары, которые приводят к разрушению хрупких чугунных труб.

Стальные экономайзеры могут быть как некипящего, так и кипящего типов. Преимущественно они выполняются кипящего типа и применяются в котлах средней и большой производительности с повышенными давлениями пара.

Чугунные водяные экономайзеры

Чугунный экономайзер (рис. IV.34) выполняется из чугунных ребристых труб с фланцами, которые соединяются между собой с помощью чугунных колен (калачей). Чугунные трубы могут быть различной длины. В настоящее время поставляются трубы только длиной 2000 и 3000 мм с площадью поверхности нагрева с газовой стороны соответственно 2,95 и 4,49 м^2. Необходимая полная поверхность нагрева такого экономайзера составляется из соответствующего количества ребристых труб, ко-

торые собирают в колонку, состоящую из горизонтальных и вертикальных рядов.

Компоновка чугунного экономайзера показана на рис. IV.35. Вода движется последовательно по всем трубам снизу вверх. Газы, омывая трубы снаружи, движутся сверху вниз. При такой схеме движения (противотоке) газов и воды обеспечивается лучшее удаление выделяемых из воды пузырьков воздуха с внутренней стенки трубы, а также уменьшается количество золы и сажи, осаждающихся на наружной поверхности труб. Водяные экономайзеры с ребристыми трубами сравнительно быстро загрязняются золой и сажей, поэтому периодически наружные поверхности экономайзеров обдуваются перегретым паром или сжатым воздухом.

К достоинствам чугунных экономайзеров относятся устойчивость против коррозии их внутренней и внешней поверхности, а также сравнительно небольшая стоимость, что оправдывает их применение в котельных небольшой мощности. Недостатками чугунных экономайзеров являются: громоздкость, особенно при больших площадях поверхности нагрева, низкая теплопередача и большая чувствительность к гидравлическим ударам, что не позволяет нагревать в них воду до кипения.

Для обеспечения надежной эксплуатации экономайзеров этого типа по правилам Госгортехнадзора СССР устанавливают необходимую арматуру на входе и выходе — предохранительные клапаны и запорные вентили, термометры, манометр, спускной вентиль, обратный клапан, а в верхних точках — вантузы для удаления воздуха.

Размещение арматуры и схема присоединения экономайзера некипящего типа к питательной линии показаны на рис. IV.36. По этой схеме в случае необходимости питание котла предусмотрено по обводной линии, минуя экономайзер.

Чугунные экономайзеры поставляются или в виде отдельных деталей со сборкой на месте монтажа, или в виде транспортабельных блоков в облегченной обмуровке с металлической обшивкой, широко используемые в котлах ДКВР. Блочные экономайзеры разработаны как питательные (ЭП), так и теплофикационные (ЭТ). Несколько горизонтальных рядов труб (до восьми) составляют группу, которую компонуют в одну или две ко-

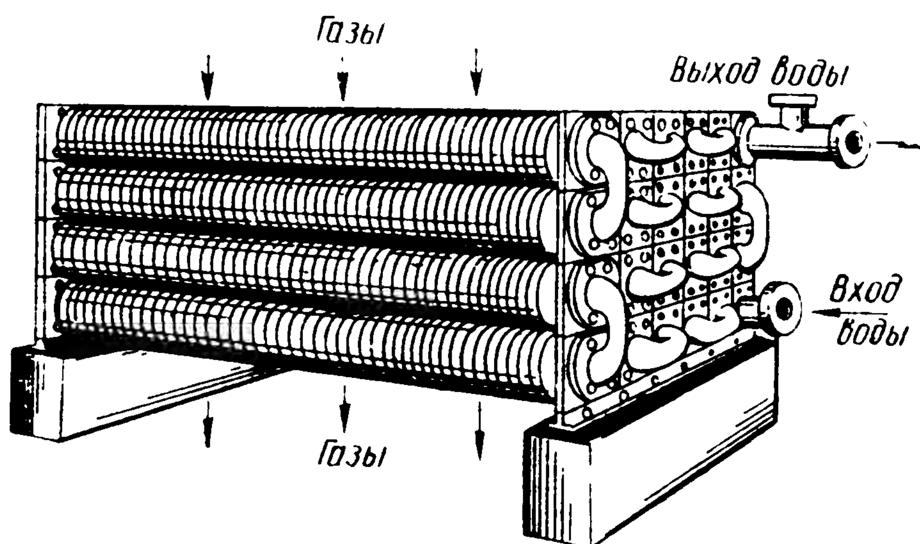


Рис. IV.34. Чугунный ребристый экономайзер

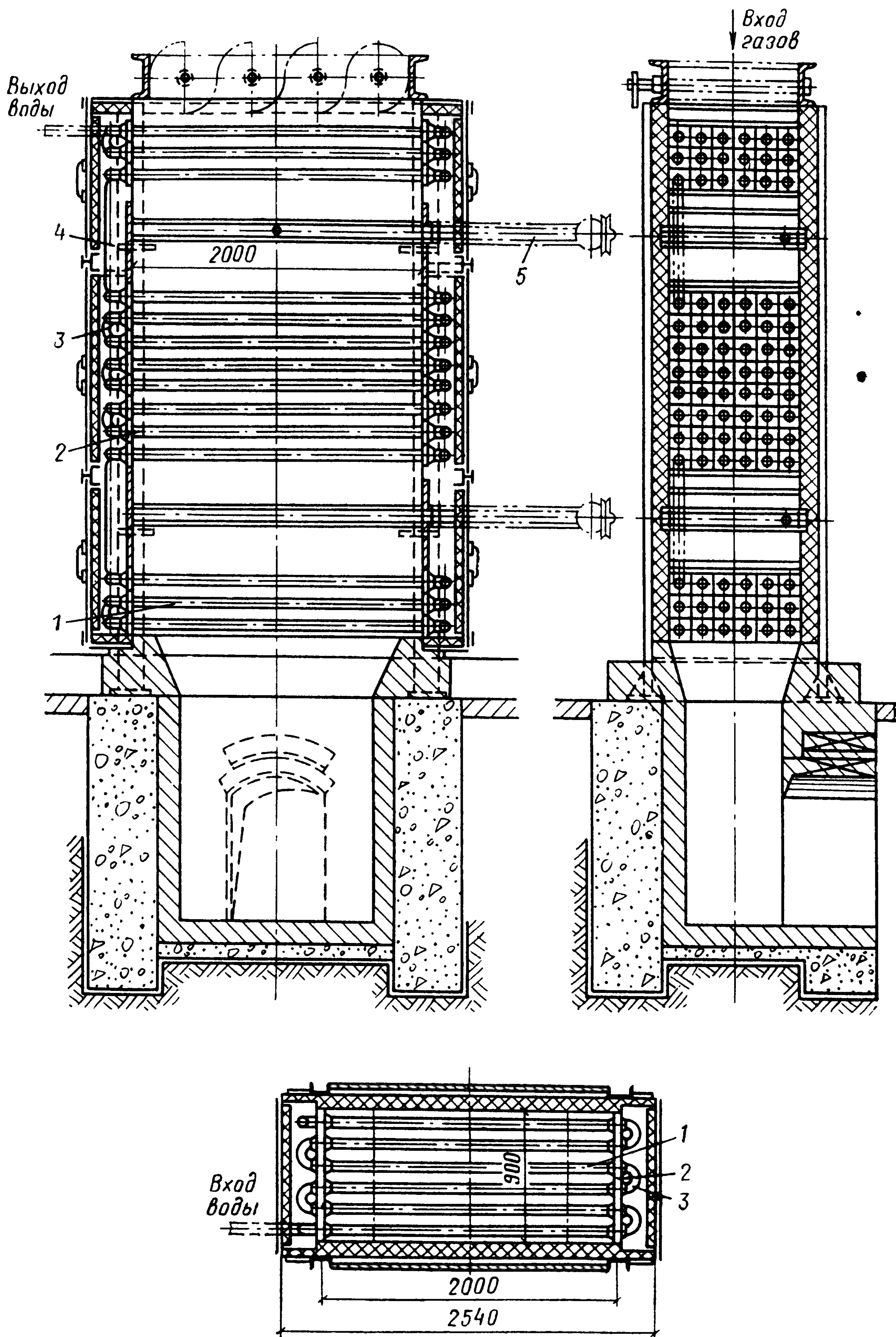
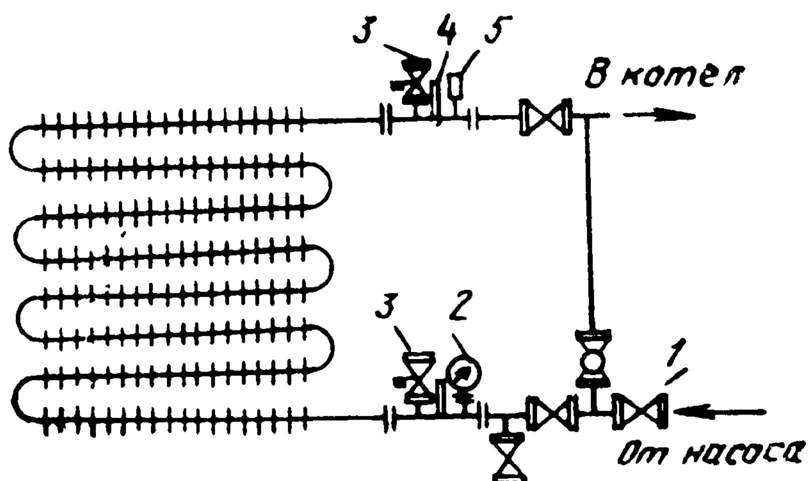


Рис. IV.35. Компоновка одноходового чугунного экономайзера

— ребристые трубы; *2* — фланцы; *3* и *4* — соединительные калачи; *5* — обдувочный аппарат

Рис. IV.36. Схема размещения арматуры на чугунном экономайзере

1 — обратный клапан; 2 — манометр; 3 — предохранительные клапаны; 4 — термометр; 5 — вантуз



лонки, разделенные перегородкой. Для обдувки поверхности экономайзера предусмотрены обдувочные устройства, встроенные в блоки. Количество горизонтальных рядов труб, обдуваемых одним устройством, не должно превышать четырех.

Стальные водяные экономайзеры

Стальные экономайзеры (рис. IV.37) по конструкции аналогичны пароперегревателям из стальных труб малого диаметра (28—38 мм), изогнутых в виде змеевиков, концы которых приварены к сборным коллекторам. Коллекторы изготовляют из труб диаметром 200—300 мм. Змеевики располагаются горизонтально и, как правило, в шахматном порядке. В зависимости от

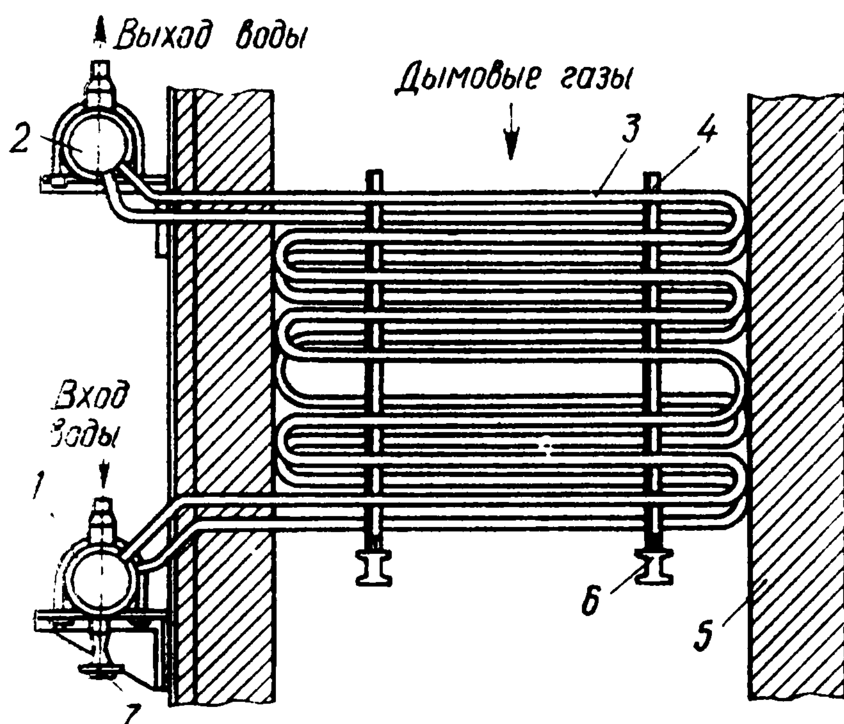


Рис. IV.37. Стальной змеевиковый экономайзер

1 — нижний входной коллектор; 2 — верхний выходной коллектор; 3 — змеевики; 4 — опорные стойки змеевиков; 5 — обмуровка; 6 — опорная балка с воздушным охлаждением; 7 — спуск воды

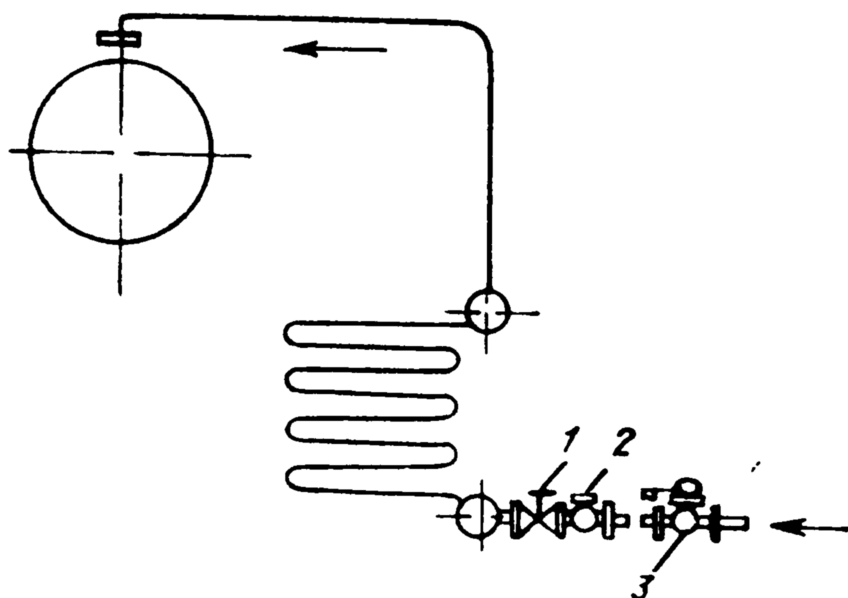


Рис. IV.38. Схема размещения арматуры на стальном экономайзере

1 — задвижка или вентиль; 2 — обратный клапан; 3 — регулятор питания

площади поверхности экономайзеры могут комплектоваться (по ходу газов) в отдельные пакеты высотой 0,9—1,5 м.

Питательная вода поступает в нижний коллектор *1*, где распределяется по параллельно включенным змеевикам *3*; пройдя их, нагретая вода собирается в верхнем коллекторе *2*, откуда поступает в котел. Скорость движения воды в экономайзере определяется количеством параллельных змеевиков. Для некипящих экономайзеров и некипящей части кипящих экономайзеров скорость движения воды должна быть не ниже 0,3—0,4 м/с. В кипящей части экономайзера для предотвращения возможного расслоения парожидкостной смеси эта скорость принимается не менее 1 м/с. Скорость движения дымовых газов в экономайзере обычно составляет 10—12 м/с, а при сжигании многозольных топлив во избежание чрезмерного износа труб она не должна превышать 9—10 м/с.

По сравнению с чугунными стальные змеевиковые экономайзеры более компактны и имеют более высокий коэффициент теплопередачи, который мало отличается от коэффициента теплопередачи для испарительных конвективных поверхностей котла.

Стальные экономайзеры кипящего типа составляют одно целое с котлом, поэтому всю арматуру устанавливают только перед экономайзером до входного коллектора (рис. IV.38).

Эти экономайзеры чувствительны к коррозии. Коррозия внутренних поверхностей труб обусловливается наличием в воде растворенного воздуха (кислорода) и углекислого газа. Для предотвращения ее производится предварительная дегазация воды. Во избежание коррозии наружных поверхностей температура воды, поступающей в экономайзер, должна быть на 5—10° С выше температуры точки росы водяных паров в дымовых газах. При температуре воды ниже или равной температуре точки росы водяные пары из дымовых газов могут конденсироваться, и влага, выпадая на наружную поверхность экономайзера в виде капелек росы, вызывает ее коррозию. Температура точки росы, °С, зависит от вида топлива: природный газ — 60, подмосковный уголь — 50, торф — 50—60, антрацит — 25, челябинский уголь — 43 и донецкий уголь — 42.

Змеевики стального экономайзера крепятся с помощью опорных стоек *4* (см. рис. IV.37), которые можно изготовлять из угольников с вырезами или из штампованных полос. Эти стойки опираются на полые, охлаждаемые воздухом балки *6*, располагающиеся под экономайзером внутри газохода. Стойки имеют специально приваренные к ним крюки (гребенки), на которые опираются трубки змеевиков.

Часовое количество тепла $Q_{эк}$, кДж/ч, воспринимаемое водой от дымовых газов в экономайзере, определяют по уравнению

$$Q_{эк} = cD\left(t''_{эк} - t'_{эк}\right), \qquad (IV.3)$$

или

$$Q_{эк} = B\left(I'_{эк} - I''_{эк}\right), \qquad (IV.4)$$

где D — количество воды, проходящей через экономайзер, кг/ч; B — расход топлива, кг/ч; $t'_{эк}$ и $t''_{эк}$ — температура воды на входе и выходе из экономайзера, °С; $I'_{эк}$ и $I''_{эк}$ — энтальпия дымовых газов на входе и выходе из экономайзера, кДж/кг; c — теплоемкость воды, кДж (кг·°С).

§ 22. ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Воздухоподогреватель — устройство, в котором воздух, поступающий в топку, подогревается за счет тепла уходящих газов. Для котлов, работающих на пылевидном топливе, подогрев воздуха необходим также для осушки топлива в системе пылеприготовления. При подаче в топку подогретого воздуха заметно улучшается процесс горения топлива, что ведет к снижению тепловых потерь, а следовательно, к повышению КПД всей установки. Особенно это важно при сжигании топлива с повышенной влажностью, так как при работе топки без подогрева поступающего в нее воздуха (холодном дутье) температура в ней заметно снижается. При этом во многих случаях наблюдается неустойчивость процесса горения, протекающего с повышенными тепловыми потерями. В современных котельных при сжигании влажного топлива подогрев воздуха не только желателен, но и необходим.

Температура подогрева воздуха зависит от вида топлива и способа его сжигания. При слоевом сжигании топлива воздух подогревается до температуры 150—250° С, а в установках с камерными топками — до 300 °С и более.

Воздухоподогреватели располагают, как правило, в конце газового тракта (по ходу дымовых газов), т. е. после водяного экономайзера. Однако в тех случаях, когда требуется более высокая температура подогрева воздуха (300—400 °С), воздухоподогреватель разделяется на две части (ступени) и размещается в «рассечку» с водяным экономайзером. При этом вначале по ходу газов располагаются первые части экономайзера и воздухоподогревателя, а затем в том же порядке размещаются их вторые части.

Все воздухоподогреватели по принципу работы разделяются на две группы: рекуперативные, в которых тепло от дымовых газов передается воздуху через стенку поверхности нагрева, и регенеративные, в которых одна и та же поверхность то обогревается газами, то охлаждается воздухом.

Рекуперативные воздухоподогреватели могут быть стальными и чугунными. Конструктивно они выполняются пластинчатыми или трубчатыми.

Стальной *пластинчатый воздухоподогреватель* состоит из отдельных кубов, изготовленных из стальных листов толщиной

1,5—2 мм и размером 2500×1250 мм. Каждый куб изготовляется так, что между листами остаются чередующиеся горизонтальные и вертикальные каналы для прохода воздуха и дымовых газов. Пластинчатые воздухоподогреватели громоздки, имеют значительные подсосы воздуха, а также обладают рядом других существенных недостатков, что ограничивает их применение.

В настоящее время широкое распространение получили *трубчатые воздухоподогреватели*, которые, по существу, заменили пластинчатые, имевшие до них преимущественное применение. Стальной трубчатый воздухоподогреватель состоит из отдельных стандартных секций. Каждая секция изготовляется из труб наружным диаметром 40—51 мм при толщине стенки 1,5 мм и длиной 2—10 м. Трубы своими концами привариваются к плоским трубным решеткам, образуя, таким образом, поверхность нагрева воздухоподогревателя. Тепло от дымовых газов, движущихся по трубам, передается через эту поверхность воздуху, который омывает трубы снаружи поперечным потоком.

Компоновка трубчатого воздухоподогревателя показана на рис. IV.39. Скорость движения газов в воздухоподогревателе

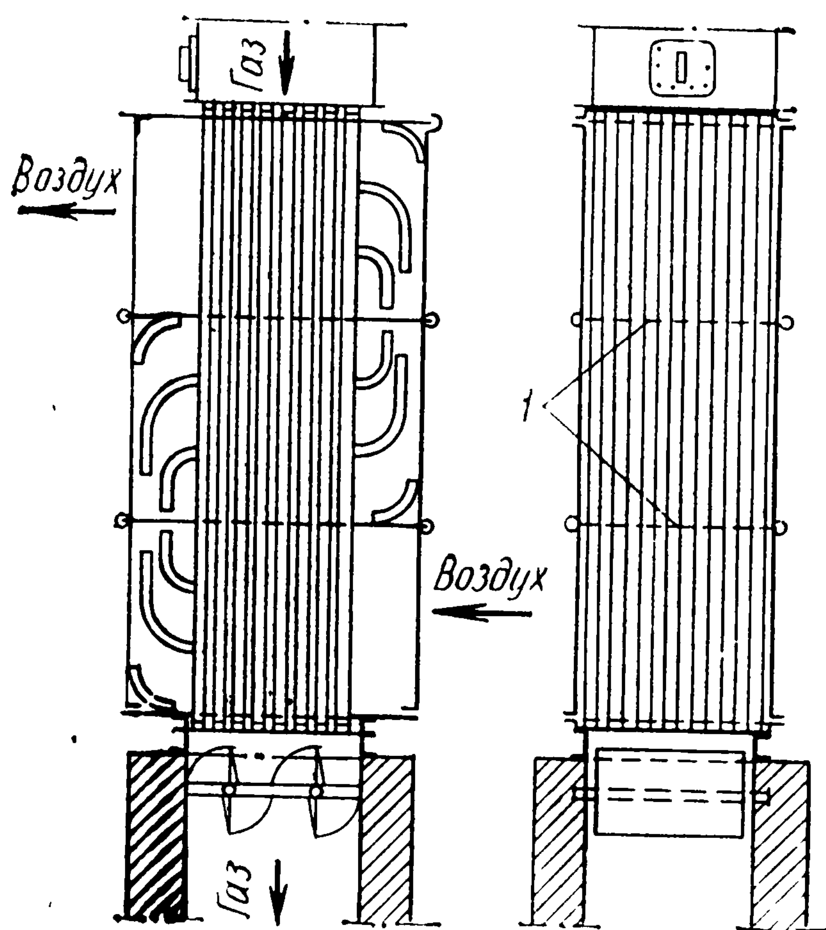
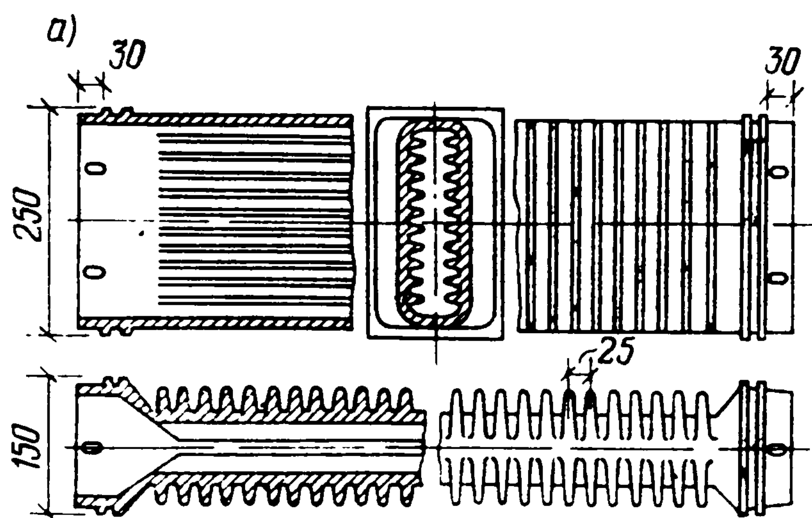
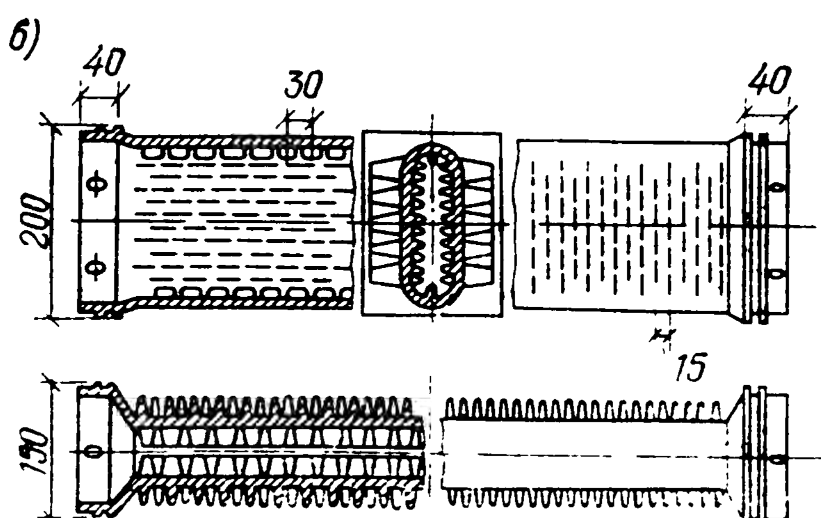


Рис. IV.39. Компоновка трубчатого воздухоподогревателя

Рис. IV.40. Конструкции элементов чугунных воздухоподогревателей

а — овально-ребристые трубы; *б* — овально-зубчатые трубы





обычно равна 10—14 м/с, а скорость движения воздуха примерно в 2 раза меньше. При повышенной скорости движения газов происходит самообдув поверхностей труб, что предотвращает их от загрязнения летучей золой и сажей. Пониженная скорость движения потока воздуха, проходящего через воздухоподогреватель, способствует снижению сопротивления на воздушной стороне. Для повышения скорости движения воздуха воздухоподогреватели по высоте разделяют промежуточными перегородка-

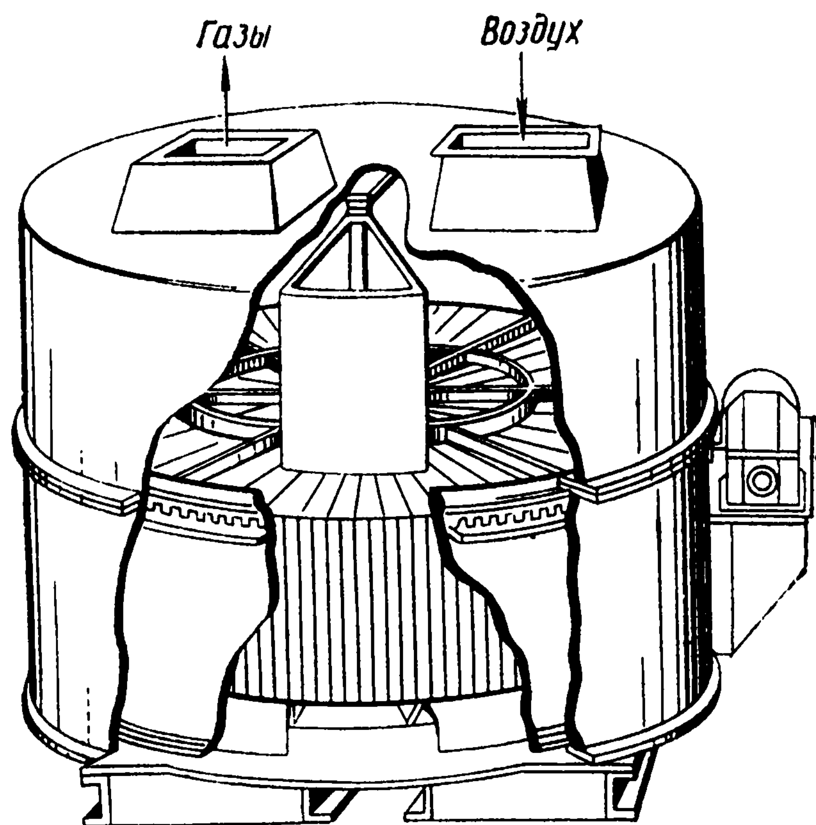


Рис. IV.41. Общий вид регенеративного воздухоподогревателя

ми *1*, в результате образуются два хода и более, которые соединяются между собой с помощью перепускных коробов.

В воздухоподогревателе, как и в водяном экономайзере, во избежание коррозии труб температура поступающего воздуха должна быть выше температуры точки росы дымовых газов. Это достигается или путем предварительного его подогрева в специальном устройстве (калорифере), или рециркуляцией воздуха. При рециркуляции часть горячего воздуха забирается из выходного короба воздухоподогревателя и возвращается к всасывающему патрубку дутьевого вентилятора, где и смешивается с холодным воздухом.

Наиболее устойчивыми в отношении коррозии являются чугунные воздухоподогреватели, которые изготовляют из овально-ребристых (рис. IV.40, *а*) и овально-зубчатых (рис. IV.40, *б*) труб, оребренных с обеих сторон. Из-за громоздкости и других недостатков широкого распространения они не получили и применяются только в котлах небольшой мощности или в комбинации со стальными воздухоподогревателями при сжигании многозольного или высоковлажного топлива.

В последние годы в отечественной практике начали применяться более компактные регенеративные воздухоподогреватели (рис. IV.41).

Основными элементами такого воздухоподогревателя являются ротор и корпус. Ротор выполняется в виде цилиндрическо-

го барабана, состоящего из отдельных секций (пакетов), которые собираются из металлических волнистых пластин. Неподвижный цилиндрический корпус разделен на две части: в одну из них поступают дымовые газы, а в другую подается воздух. При вращении ротора со скоростью 3—8 об/мин попеременно нагреваются и охлаждаются соответственно в газовом и воздушном потоках металлические пластины ротора. При этом тепло от дымовых газов передается воздуху, в результате чего он нагревается до требуемой температуры. Ротор вращается с помощью приводного устройства от электродвигателя.

Регенеративные воздухоподогреватели достаточно компактны, имеют малую массу и небольшие сопротивления. К недостаткам их относятся: возможность перетекания (утечка) воздуха в дымовые газы, необходимость обдувки легко загрязняющегося ротора и сложность устройства.

Количество тепла $Q_{в.п}$, кДж/ч, необходимое для нагрева воздуха в воздухоподогревателе, определяется по уравнению

$$Q_{в.п} = \alpha_т V_0 B c_в \left(t''_в - t'_в\right), \qquad (IV.5)$$

где $\alpha_т$ — коэффициент избытка воздуха в топке; V_0 — теоретически необходимое количество воздуха, нм^3/кг; B — часовой расход топлива, кг/ч; $c_в$ — средняя объемная теплоемкость воздуха, при температуре 0—200 °С равная 1,34 кДж/(нм^3·°С); $t'_в$ и $t''_в$ — температура воздуха до и после воздухоподогревателя, °С.

§ 23. РАЗМЕЩЕНИЕ И КРЕПЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОТЛОАГРЕГАТА

Надежность и безопасность работы любого котлоагрегата во многом зависят от правильности установки и крепления его основных элементов. К таким элементам в первую очередь относятся барабаны, поверхность нагрева, пароперегреватель, водяной экономайзер и воздухоподогреватель.

Котлы малой производительности (как паровые, так и водогрейные) устанавливают непосредственно на фундамент или кирпичную обмуровку. Эти котлы не имеют массивной несущей металлической конструкции — каркаса. В котлах средней и большой производительности каркас служит для поддержания и крепления всех элементов котла.

Барабаны крепятся к каркасу двумя способами: путем установки на опоры или путем подвешивания их к каркасу. В первом случае барабан своими концами устанавливается на специальные опоры (башмаки), закрепленные на балках каркаса. Для предупреждения возникновения температурных напряжений одна из опор (или обе) выполняется подвижной (рис. IV.42), что позволяет барабану свободно перемещаться при расширении.

Крепление барабанов путем их подвешивания осуществляется с помощью тяг (подвесок), которые закрепляют на несущей

балке каркаса (рис. IV.43). Этот способ крепления достаточно широко применяется в котлах старой конструкции (горизонтально-водотрубных), а в настоящее время используется лишь для крепления длинных барабанов (длиной более 10 м). Концы этих барабанов располагаются на опорах, а для предотвращения их изгиба между опорами (в нескольких точках) барабаны подвешивают на тягах к каркасу.

Коллекторы пароперегревателей и водяных экономайзеров устанавливают на специальные опорные балки каркаса котла и закрепляют хомутами. Для установки коротких по длине коллекторов достаточно концевых опор, а для длинных во избежание изгиба применяют промежуточную опору или коллектор подвешивают.

Змеевики пароперегревателя и водяного экономайзера присоединяют к коллектору чаще электросваркой или развальцовкой. Змеевики пароперегревателя устанавливают в газоходе котла вертикально или горизонтально, в зависимости от чего применяют разные способы их крепления и подвески.

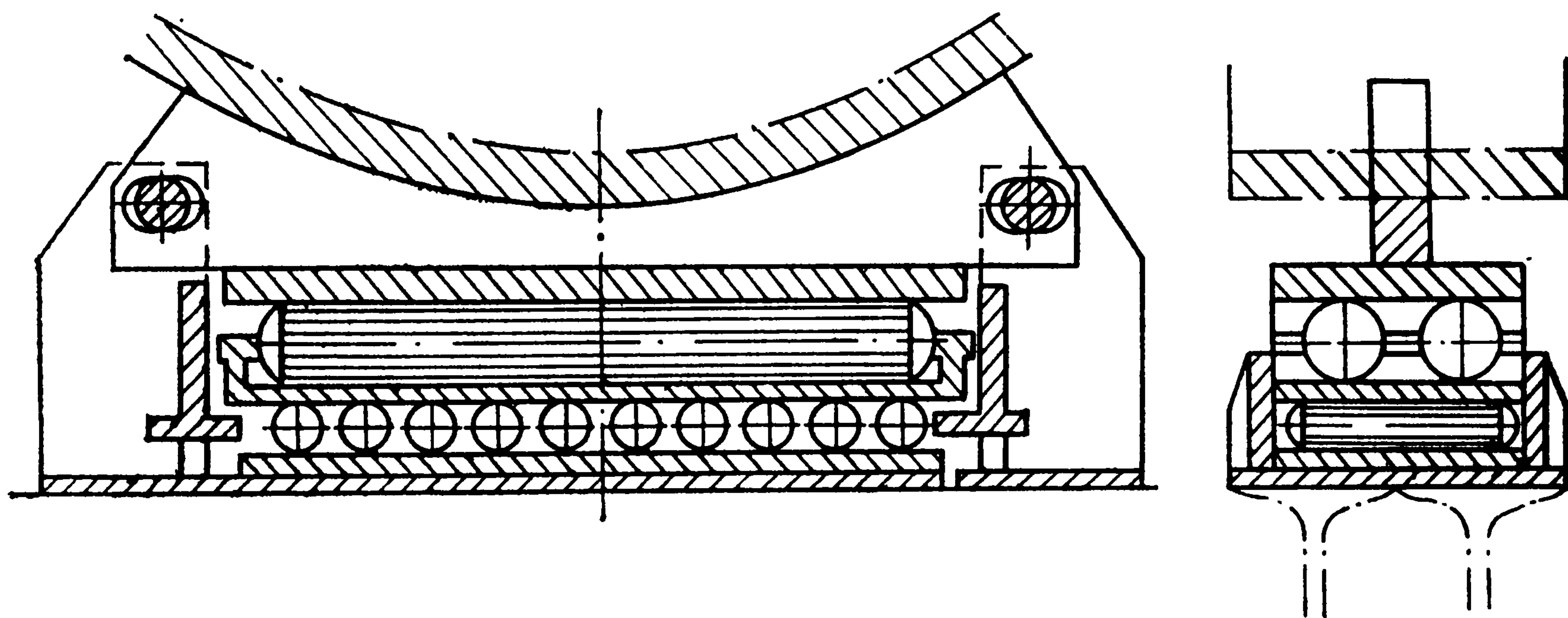


Рис. IV.42. Роликовая опора барабанного котла

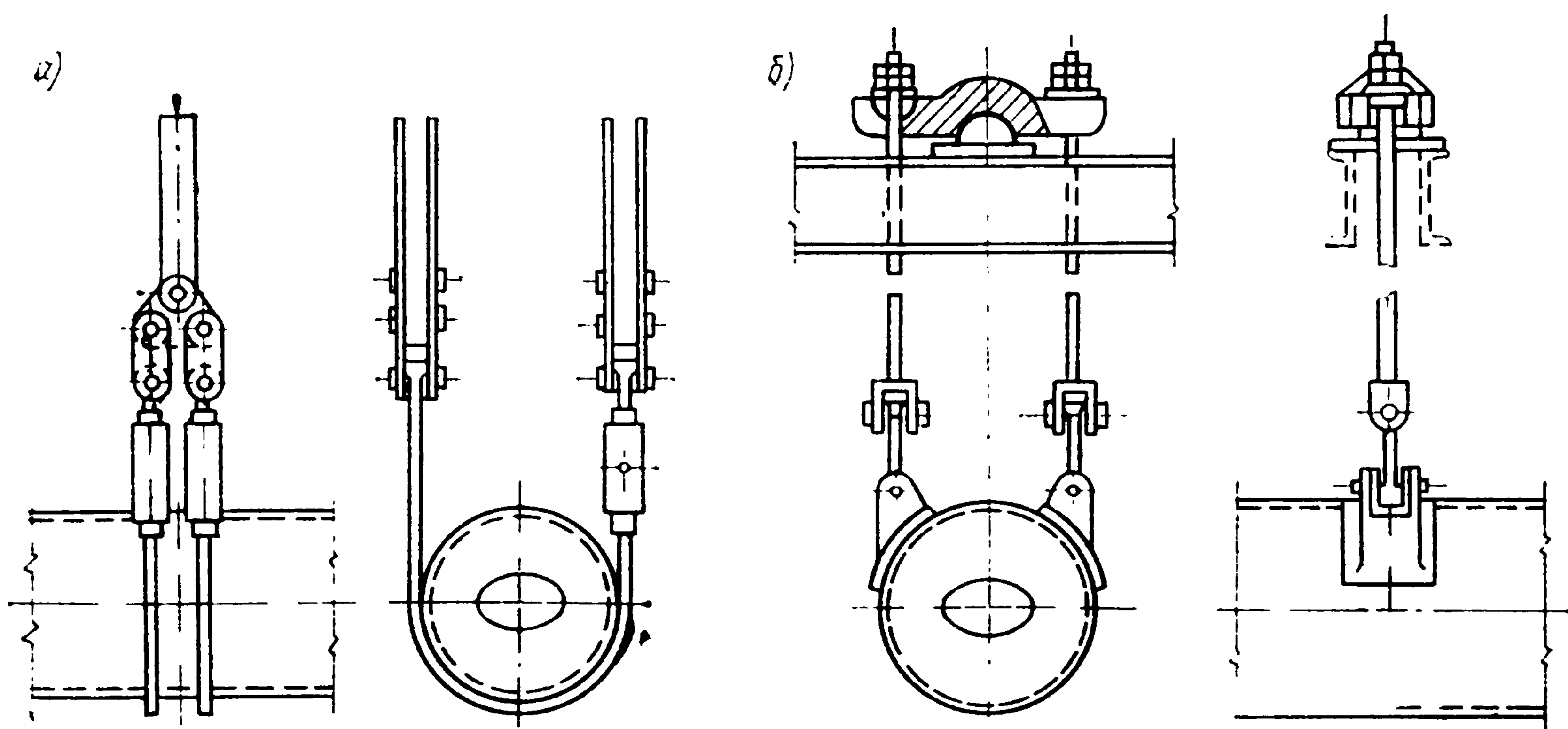


Рис. IV.43. Способы подвески барабанов
а — на стальных бандажах; *б* — за проушины

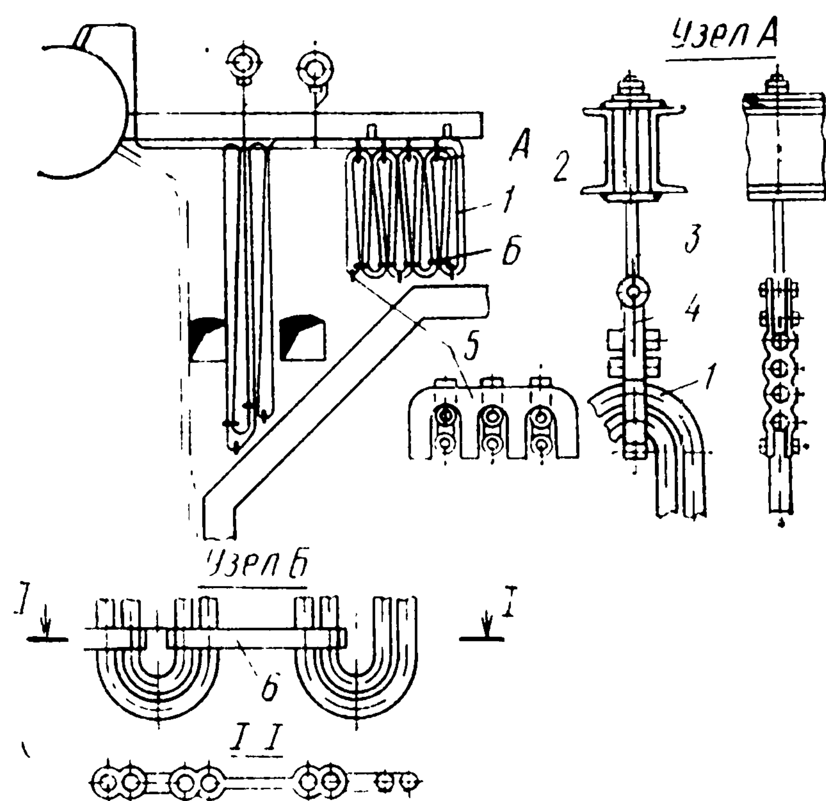


Рис. IV.44. Конструкция крепления змеевиков пароперегревателя

1 — змеевик пароперегревателя; *2* — каркасная балка; *3* — тяга; *4* — полоса; *5* — дистанционная гребенка; *6* — дистанционная планка

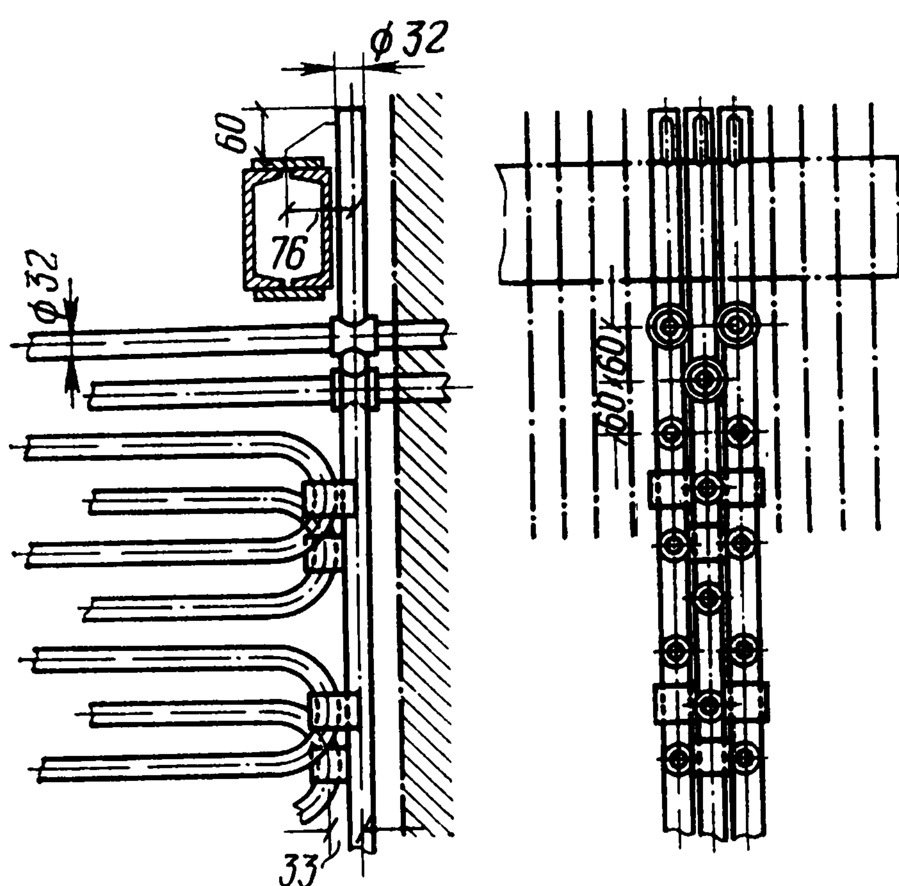


Рис. IV.45. Крепление змеевиков экономайзера на хомутах

Вертикально расположенные змеевики подвешивают с помощью стальных тяг к балкам каркаса котла (рис. IV.44). При наличии потолочных труб змеевики пароперегревателя можно подвешивать за свободно лежащие на трубах стальные полосы («змейки»).

Горизонтально расположенные змеевики также подвешивают на тягах или опирают на чугунные стойки, находящиеся на кипятильных трубах. Однако для пароперегревателя котлов высокого давления такой способ крепления ненадежен. В этих случаях змеевики горизонтальных пароперегревателей рекомендуется крепить на подвесных трубах, охлаждаемых паром или водой.

Змеевики стального водяного экономайзера в газоходе располагают обычно горизонтально. Их крепят с помощью опорных стоек или подвесок (см. рис. IV.37). Крепежные стойки подвешивают или опирают на полые горизонтальные балки, обыч-

но охлаждаемые воздухом. Для предохранения от действия высоких температур балки покрывают тепловой изоляцией (торкретом). К опорным стойкам приваривают гребенки, благодаря чему соблюдается строго определенное расстояние между змеевиками. Подвески и стойки изготовляют из стальных полос шириной 50—60 мм и толщиной 5—6 мм или из уголков размером 40×40 мм.

В некоторых котлах змеевики экономайзера крепят с помощью хомутов (рис. IV.45). Такой способ крепления применяется при длине змеевиков в свету не более 3,5 м.

Трубчатый воздухоподогреватель устанавливают нижней трубной решеткой на опорную раму, которая связывается с каркасом котла. Для восприятия тепловых расширителей над воздухоподогревателем устанавливают компенсаторы.

Глава V. ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

§ 24. ТЯГОВЫЕ И ДУТЬЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

Для обеспечения нормальной работы котлоагрегата необходимо непрерывно подавать в топку воздух для горения топлива и удалять из котлоагрегата в атмосферу продукты горения. Такие условия поддерживаются тягодутьевыми устройствами. С помощью создаваемого ими напора (тяги) преодолеваются сопротивления, а также обеспечивается движение воздуха и продуктов сгорания в котельном агрегате.

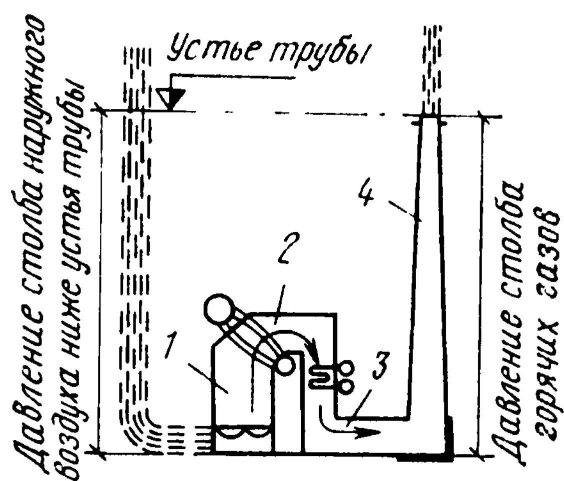


Рис. V.1. Схема действия естественной тяги

Существуют два вида тяги — естественная и искусственная (принудительная).

Естественная тяга создается вследствие разности плотностей наружного (холодного) воздуха и горячих отходящих газов с помощью дымовой трубы.

Принцип действия естественной тяги показан на рис. V.1. Холодный воздух, как более тяжелый, поступает в топку *1* и вытесняет более легкие горячие газы (продукты сгорания), в результате чего возникает движение газов по газоходам котла *2*, дымоходу *3* и дымовой трубе *4*. При этом чем выше температура отходящих газов и ниже температура воздуха, тем сильнее тяга, так как плотность газов уменьшается, а плотность воздуха увеличивается. Тяга зависит также и от высоты дымовой трубы (чем она выше, тем тяга больше).

Величина напора (тяги) S, Па, создаваемого трубой, определяется по формуле

$$S = Hg(\rho_в - \rho_г), \quad (V.1)$$

где H — высота трубы, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; $\rho_в$ и $\rho_г$ — плотность наружного воздуха и газов в трубе, кг/м³.

Величина напора S, создаваемого трубой при естественной тяге, всегда должна быть равна или несколько больше суммы газовых сопротивлений всех элементов котельной установки, т. е.

$$S \geqslant \Sigma \Delta S. \quad (V.2)$$

При этом требуемая высота трубы H, м, может быть вычислена по формуле

$$H = 28{,}6 \frac{S}{\left(\frac{1}{t_н + 273} - \frac{1}{t_{ср} + 273}\right) b}, \quad (V.3)$$

где $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С; $t_{ср}$ — средняя температура газов в трубе, °С; b — барометрическое давление, Па.

Суммарное газовое сопротивление установки подсчитывается по уравнению

$$\Sigma \Delta S = \Delta S_т + \Delta S_к + \Delta S_э + \Delta S_{воз} + \Delta S_{зол} + \Delta S_б + \Delta S_ш + \Delta S_{тр}, \quad (V.4)$$

где $\Delta S_т$ — сопротивление в топке или разрежение, создаваемое в ней; $\Delta S_к$, $\Delta S_э$, $\Delta S_{возд}$, $\Delta S_{зол}$, $\Delta S_б$, $\Delta S_ш$, $\Delta S_{тр}$ — сопротивление соответственно в котле, водяном экономайзере, воздухоподогревателе, золоуловителе, боровах, шиберах и в дымовой трубе.

Пример V.1. Определить высоту дымовой трубы для котельной установки, работающей на естественной тяге, если суммарное газовое сопротивление установки 250 Па. Расчетная температура наружного воздуха и средняя температура газов в трубе соответственно равны $t_н = -26°$ С и $t_{ср} = 250°$ С. Барометрическое давление в районе расположения котельной $b = 100$ кПа.

Высота дымовой трубы по формуле (V.3) будет равна:

$$H = 28{,}6 \frac{250}{\left(\frac{1}{-26 + 273} - \frac{1}{250 + 273}\right) 10^5} = 32{,}5 \text{ м}.$$

Дымовые трубы выполняются кирпичными, железобетонными и стальными.

Кирпичные дымовые трубы (рис. V.2) имеют высоту 30—70 м и состоят из фундамента, цоколя и ствола, суживающегося по высоте, что придает трубе большую устойчивость.

Площадь выходного сечения дымовой трубы, м², определяется по формуле

$$F = \frac{BV_г(t_{ух} + 273)}{3600 W \cdot 273}, \quad (V.5)$$

где B — максимальный расход топлива, сжигаемого в котельной, кг/ч; $V_г$ — объем дымовых газов, выделяющихся при сжигании 1 кг топлива, нм³/кг; $t_{ух}$ — температура уходящих газов у выходного сечения трубы, °С; W — ско-

Рис. V.2. Кирпичная дымовая труба

1 — цоколь; *2* — ствол трубы; *3* — футеровка; *4* — громоотвод

рость газов в выходном сечении трубы, принимаемая равной при естественной тяге 4—10 м/с, а при искусственной 8—15 м/с.

Железобетонные дымовые трубы возводят высотой 100 м и более. Такая высота принимается не для создания требуемой тяги, а из-за необходимости удаления запыленных и вредных газов в более высокие слои атмосферы. Железобетонные трубы в большинстве случаев устанавливают в крупных котельных тепловых станций.

Для предохранения от действия высокой температуры изнутри (до высоты примерно $^1/_3$ от основания) трубы футеруют огнеупорным кирпичом.

Стальные дымовые трубы (рис. V.3) применяют в котельных небольшой производительности, у вертикально-цилиндрических котлов и водогрейных башенного типа. Эти дымовые трубы цилиндрические высотой не более 30—40 м. Они состоят из отдельных звеньев, соединяемых с помощью сварки. Часто трубы устанавливают на фундамент с цоколем и крепят болтами. Для большей устойчивости стальные дымовые трубы дополнительно закрепляют несколькими растяжками. В большинстве случаев растяжки прикрепляют к трубе в двух местах на высоте $^1/_2$ и $^1/_3$ от ее основания.

В котельных с котлами средней и большой производительности применяется **искусственная тяга**. При этом подача воздуха в топку и преодоление сопротивления по длине воздушного тракта осуществляются вентилятором, а удаление газов из котла и преодоление сопротивления по длине газового тракта — дымососом. В некоторых случаях можно применять только один дымосос или вентилятор. Высота дымовой трубы при искусственной тяге опре-

Рис. V.3. Стальная дымовая труба

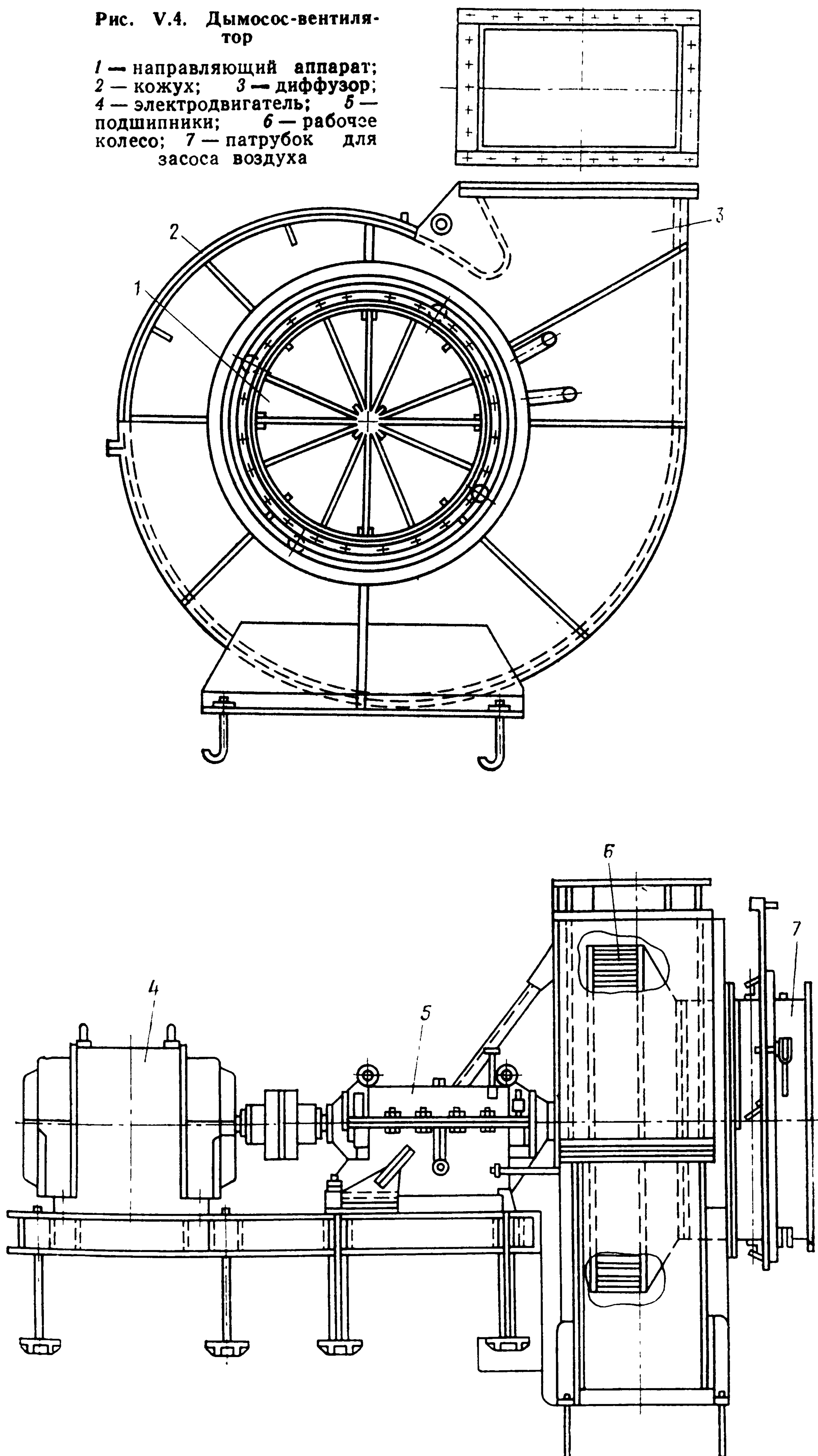


Рис. V.4. Дымосос-вентилятор

1 — направляющий аппарат; *2* — кожух; *3* — диффузор; *4* — электродвигатель; *5* — подшипники; *6* — рабочее колесо; *7* — патрубок для засоса воздуха

деляется санитарно-гигиеническими условиями и принимается в зависимости от вида сжигаемого топлива, близости жилого района, высоты соседних зданий.

Применяемые при искусственной тяге дымососы и вентиляторы близки по своему устройству и состоят из вращающейся части (ротора с лопатками) и неподвижного кожуха в форме улитки. На рис. V.4 показан дымосос (вентилятор) одностороннего всасывания.

Дымососы работают в более тяжелых условиях, чем вентиляторы, так как они отсасывают газы с более высокой температурой (до 250 °С), чем воздух. Поэтому в дымососах предусматривается водяное охлаждение подшипников, а конструктивное исполнение лопаток и кожуха более прочное.

Часовая производительность дымососа $V_{\text{дым}}$, м^3/ч (с запасом 10%), определяется по формуле

$$V_{\text{дым}} = \frac{1,1\,BV_{\text{г}}\,(t_{\text{г}} + 273)}{273}, \qquad (V.6)$$

где B — количество сжигаемого топлива, кг/ч; $V_{\text{г}}$ — объем дымовых газов перед дымососом, нм^3/кг; $t_{\text{г}}$ — температура газов перед дымососом, °С.

Производительность вентилятора $V_{\text{вент}}$, м^3/ч, вычисляют по уравнению

$$V_{\text{вент}} = \frac{1,1\,\alpha_{\text{т}}\,V_0\,B\,(t_{\text{в}} + 273)}{273}, \qquad (V.7)$$

где 1,1 — коэффициент запаса; $\alpha_{\text{т}}$ — коэффициент избытка воздуха в топке; V_0 — теоретически необходимое количество воздуха, нм^3/кг; $t_{\text{в}}$ — температура подаваемого воздуха, °С.

Мощность N, кВт, потребляемая дымососом или вентилятором, подсчитывается по формуле

$$N = \frac{1,1\,HV}{36\eta}\,10^{-5}, \qquad (V.8)$$

где 1,1 — коэффициент запаса; V — производительность дымососа или вентилятора, м^3/ч; H — полный напор дымососа (вентилятора), Па; η — КПД дымососа или вентилятора (η=0,6—0,8).

Дымосос и вентилятор выбирают по соответствующим каталогам в зависимости от их производительности и полного напора.

В табл. V.1 приведены основные характеристики дымососов при температуре всасываемого газа 200 °С, а в табл. V.2 — характеристики вентиляторов при температуре всасываемого воздуха 20 °С.

Как дымососы, так и вентиляторы рекомендуется размещать на уровне поверхности земли, располагая их как внутри здания котельной, так и за ее пределами.

Таблица V.1. **Характеристика дымососов типа Д**

Тип дымососа	Скорость вращения, об/мин	Производительность, тыс. м³/ч	Напор, Па	Потребляемая мощность, кВт
Д-8	730 970	4,4—12,1 5,6—16,1	540—620 940—1090	1,1—3,2 2,3—7,5
Д-10	485 730 970	5,5—15,5 8,5—23 11,5—31	370—420 840—960 1510—1690	0,9—2,8 3,1—9,6 7,5—24
Д-12	485 730 970	6,2—27,5 15—41 20,5—55	530—610 1220—1380 2170—2450	2,2—7,2 8—24,7 19—57,5
Д-13,5	730 970	26—65,5 35—87,5	1630—1790 2850—3150	18—46,5 43—114
Д-15,5	585 730 970	30,5—80 38—100 52—129,5	380—1000 2110—2350 3750—4150	52—129,5 35—95,5 84—217

Таблица V.2. **Характеристика вентиляторов типа ВД**

Тип вентиляторов	Скорость вращения, об/мин	Производительность, тыс. м³/ч	Напор, Па	Потребляемая мощность, кВт
ВД-6	970 1450	2,5—4,4 3,8—6,5	870—980 1940—2190	1—2,83 3,2—5,6
ВД-8	730 970	4,4—12,1 5,6—16,1	870—990 1520—1750	1,8—5,1 3,8—12
ВД-10	485 730 970	5,5—15,5 8,5—23,5 11,5—31	600—680 1360—1550 2420—2720	1,5—4,6 5—15,4 12—38,5
ВД-12	485 730 970	9,2—27,5 15—41 20—55	850—980 1950—2220 3500—3920	3,8—4,6 13—39,2 31—93,5
ВД-13,5	730 970	26—65,5 35—87,5	2630—2880 4570—5060	24—76 68—187
ВД-15,5	585 730 970	30,5—80 38—100 52—120,5	2180—2430 3400—3780 6040—6680	28,5—81 56—154 136—350

От вентиляторов воздух подается к котлам по специальным воздуховодам, которые могут быть подземными и надземными. Подземные воздуховоды, как правило, прямоугольного сечения, выполняют из кирпича или бетона, а надземные круглого или прямоугольного сечения — из металла. Площадь сечения воздуховодов подсчитывается исходя из скорости движения воздуха в них, которая принимается примерно равной 5—10 м/с. Для регулирования, а при необходимости и прекращения подачи воздуха к котлу в воздуховодах устанавливают задвижки. С целью уменьшения длины воздуховодов вентиляторы располагают как можно ближе к обслуживаемым ими котлам.

Дымососы, как уже отмечалось, размещают между котлоагрегатом и дымовой трубой. При этом всасывающим патрубком их присоединяют или прямо к газоходу за водяным экономайзером, или к борову перед дымовой трубой. Нагнетательной стороной дымосос можно присоединять с помощью диффузора непосредственно к дымовой трубе или к газоходу, идущему к ней.

Для возможности отключения дымососа от газохода на всасывающем и нагнетательном патрубках его устанавливают задвижки.

Пример V.2. Определить мощность, потребляемую дымососом производительностью $V=100\,000$ м^3/ч при полном напоре $H=2060$ Па. КПД дымососа $\eta=0{,}6$.

По формуле (V.8)

$$N = \frac{1{,}1\cdot 100\,000\cdot 2060}{36\cdot 0{,}6}\,10^{-5} = 104{,}8\ \text{кВт}.$$

§ 25. ЗОЛОУЛАВЛИВАЮЩИЕ И ЗОЛОУДАЛЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Золоулавливание. В процессе сгорания твердого топлива, как известно, образуется остаток — зола в виде мелких (порошкообразных) частиц и крупных кусков — шлака. При слоевом сжигании топлива различных видов основная масса золы (примерно 75—90%) остается в топке и газоходах котла, а остальная часть (более мелкая) уносится дымовыми газами в атмосферу.

При факельном сжигании твердого топлива (в виде пыли) унос золы с дымовыми газами значительно возрастет и достигнет 80—90%. Вынесенные таким образом зола и несгоревшие мельчайшие частицы топлива (унос) загрязняют атмосферу и, следовательно, ухудшают санитарно-гигиенические условия окружающей местности. Выбрасываемая в атмосферу летучая зола очень тонкая, она легко может проникать в глаза и легкие человека, нанося огромный вред здоровью. Поэтому дымовые газы перед выбросом их в атмосферу необходимо очищать от золы и уноса в специальных устройствах — *золоуловителях*, которыми оборудуются почти все современные котельные, рабо-

тающие на твердом топливе. Золоуловители можно не устанавливать в том случае, когда произведение зольности топлива $A^р$, %, на расход топлива B, кг, меньше 5000.

По принципу действия золоуловители разделяются на *механические*, в которых твердые частицы отделяются от газов под влиянием сил инерции при изменении направления движения газов; *электрофильтры*, принцип работы которых основан на ионизации газовой среды и притяжении заряженных твердых частиц золы с последующим их уносом к электродам; *мокрые*, в которых летучая зола из газов улавливается и удаляется водой.

Важнейшей характеристикой золоуловителя является *коэффициент очистки, или обеспыливания* ψ, %, представляющий собой отношение количества уноса золы, собранной в золоуловителе $G_з$, к количеству уноса золы, содержащейся в дымовых газах $G_г$, т. е.

$$\psi = \frac{G_з}{G_г} 100. \qquad (V.9)$$

В котельных малой и средней производительности в большинстве случаев применяется механическое золоулавливание циклонного типа.

Циклонные золоуловители выполняются в виде блоков (блоки-циклоны) или в виде батарей (батарейные циклоны) — мультициклонов.

Отдельный циклонный элемент работает следующим образом. Дымовые газы с повышенной скоростью (20—25 м/с) тангенциально подаются в циклон, где совершают спирально-вращательное движение. В результате этого частицы золы прижимаются к внутренней поверхности корпуса циклона и, теряя скорость движения, по конической части выпадают в бункер. Очищенные газы через внутреннюю трубу циклона проходят вверх и удаляются из циклона. Чем меньше диаметр циклона D, тем более полно им улавливаются твердые частицы (пыль). Поэтому золоуловители циклонного типа изготовляют не из циклонов

Таблица V.3. **Характеристика блоков циклонов**

Паропроизводительность, котла, т/ч	Типоразмер блоков	Условное сечение блоков, м²	Количество циклонов в блоке	Производительность блока циклонов, м³/ч, при t=150° С и сопротивлении, Па	
				350	500
2,5	2×2—400	0,5	4	5080	6090
2,5; 4	2×2—500	0,79	4	7920	9500
4; 6,5	3×2—500	1,18	6	11 900	14 250
6,5; 10	3×2—650	1,98	6	19 900	23 800
10; 15	4×2—650	2,64	8	26 600	31 900
15; 20	4×2—750	3,52	8	35 500	42 500
20	4×2—800	4,02	8	40 600	48 600

большого диаметра, а компонуются из отдельных циклонов небольшого диаметра в блоки и батареи.

На рис. V.5 показаны золоуловители в виде блока циклонов. В табл. V.3 приведены основные характеристики блоков

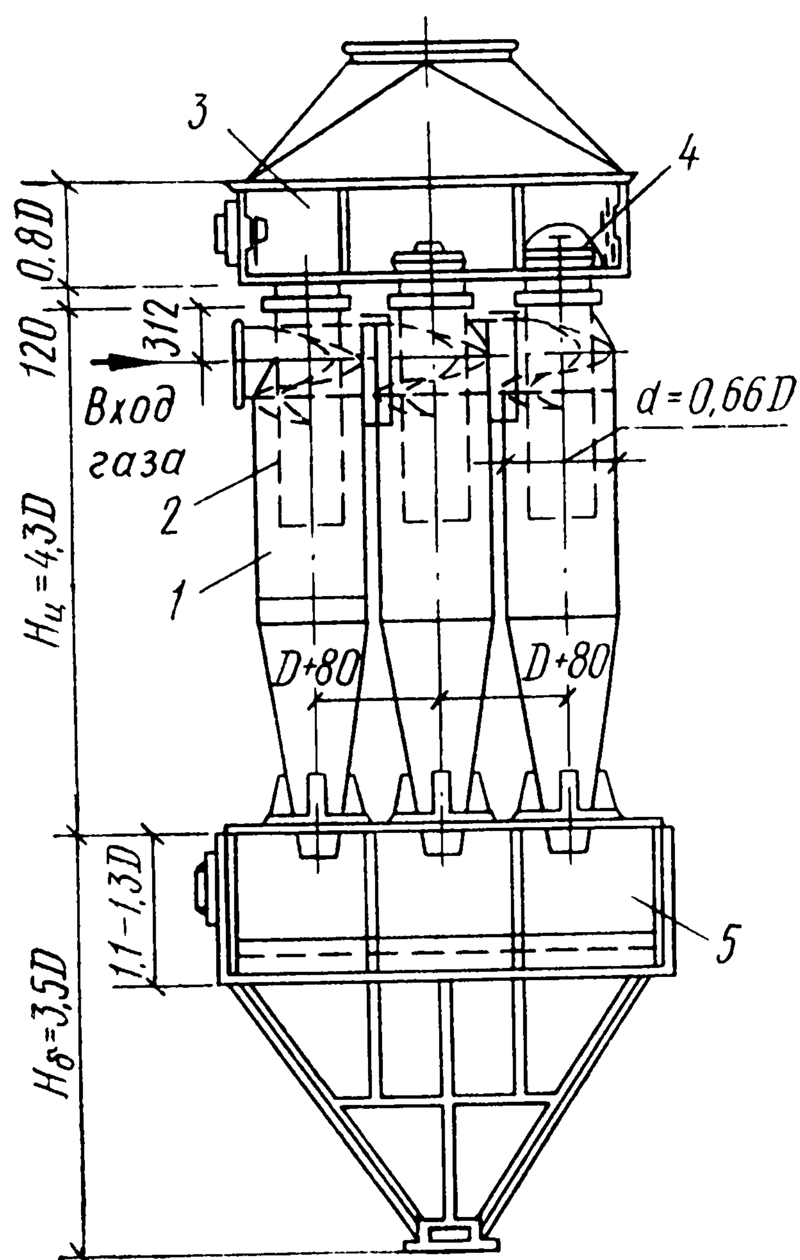
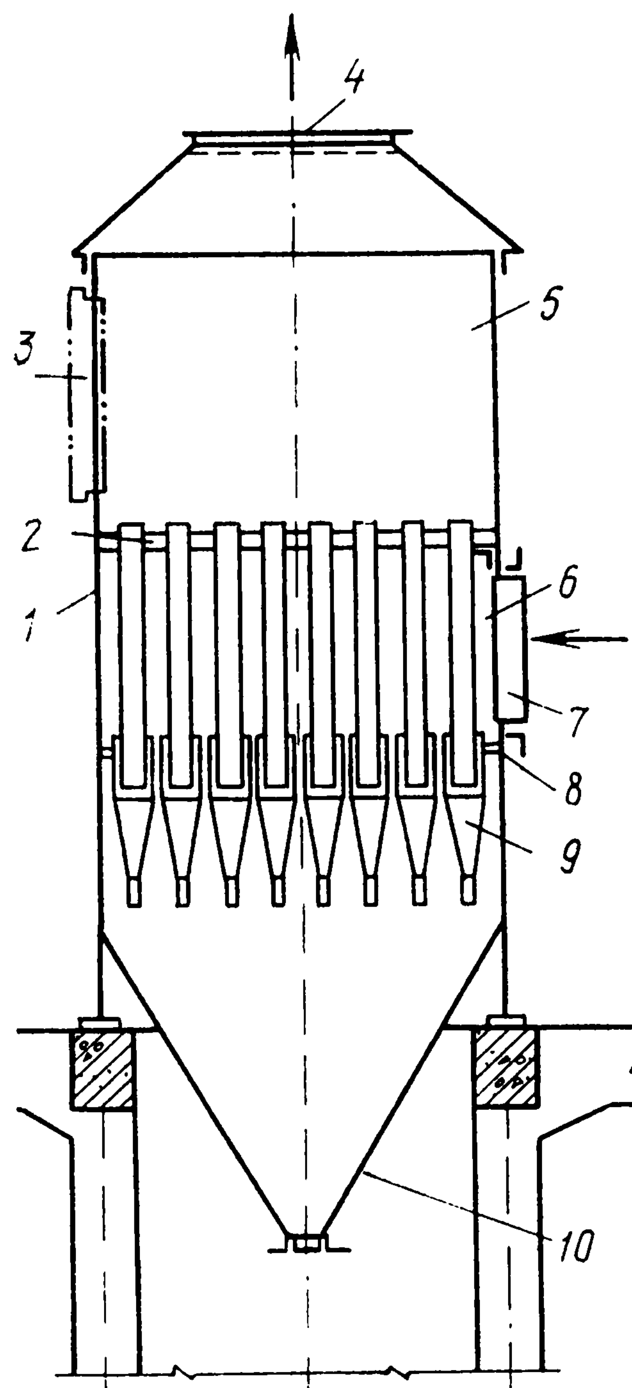


Рис. V.5. Схема блока циклонов



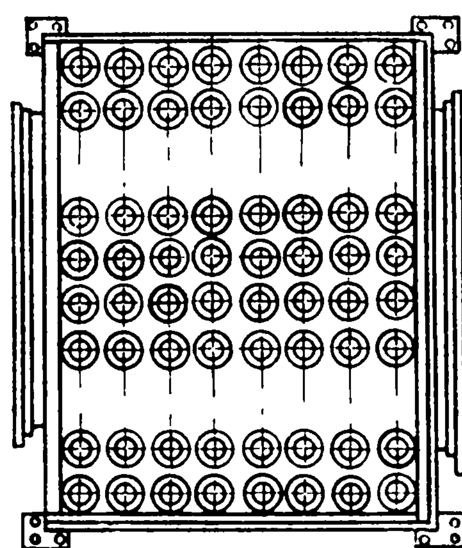


Рис. V.6. Батарейный циклон

циклонов. Такие золоуловители могут иметь четыре — восемь параллельно включенных циклонов диаметром 500—800 мм. Каждый циклон, входящий в блок, состоит из корпуса *1*, выхлопной трубы *2* и для возможного отключения оборудуется шибером и заглушкой *4*. Зола собирается в общий бункер *5*. Очищенные

газы скапливаются в общем газосборнике *3* и из него отводятся вверх или вбок.

Батарейные циклонные золоуловители мало отличаются от рассмотренных, они имеют значительно большее число циклонных элементов (20—64 шт.), но меньшим диаметром (150—300 мм).

На рис. V.6 представлен батарейный циклонный золоуловитель из 64 циклонных элементов, размещаемых в корпусе *1*, который двумя горизонтальными перегородками *2* и *8* разделен на три камеры. Запыленные газы входят в среднюю камеру *6* через окно *7* и, пройдя через циклоны *9*, очищаются от золы. Затем очищенные газы поднимаются в верхнюю камеру *5* и далее через выходные патрубки *4* или *3* (в зависимости от местных условий) отводятся из золоуловителя. Зола собирается в нижней камере *10*, образующей пылевой бункер.

В некоторых конструкциях батарейный циклон разделен на две параллельные секции с раздельными пылевыми бункерами и общей камерой для очищенного газа. Разделение золоуловителя на две секции позволяет отключать одну из них при уменьшении нагрузки на котел, обеспечивая при этом нормальную скорость движения газов в золоуловителе, а следовательно, и хорошее качество очистки дымовых газов.

Гидравлическое сопротивление блока циклонов составляет примерно 350—500 Па, а батарейного циклона несколько выше — 400—700 Па. Степень очистки дымовых газов золоуловителем циклонного типа составляет в среднем 70—80%.

Циклоны устанавливают за котлом или хвостовыми поверхностями, но, как правило, перед дымососом, что предохраняет его от быстрого износа.

В некоторых котельных установках при сжигании углей небольшой зольности и при габаритных ограничениях могут быть применены *жалюзийные золоуловители системы ВТИ* для грубой очистки дымовых газов от частиц размером более 20—25 мкм. Коэффициент (степень) очистки таких золоуловителей не превышает 60%.

На рис. V.7 приведена схема жалюзийного золоуловителя. Основные его элементы — корпус *1*, жалюзийная решетка *2*, диффузор *4*, устанавливаемый у отсосной щели *3*, циклон *6* и клапан-мигалка *7*. Основная масса дымовых газов проходит через жалюзийную решетку и, освободившись от крупных частиц пыли, поступает в газоход *5* за золоуловителем. Остальная часть газа (10—20%), значительно обогащенная пылью, через отсосную щель и диффузор направляется в циклон. Пыль оседает в циклоне, а газы поступают в газоход и смешиваются с газами, ранее прошедшими жалюзийную решетку. Ввиду небольших размеров жалюзийные золоуловители можно устанавливать как в вертикальных, так и в горизонтальных газоходах котла.

Золоудаление. Для обеспечения нормальной работы котель-

ной необходимо систематически удалять золу и шлаки, накапливающиеся в топке и газоходах котла. В котельных малой производительности, оборудованных топками с простой колосниковой решеткой (без поворотных колосников), зола и шлак убираются вручную через золовые и загрузочные дверцы. В более современных котельных такого типа (при сжигании углей) для сбора золы и шлака под колосниковой решеткой топки устраивают бункер. Золу и шлак, собранные в бункере, заливают водой, после чего через специальные затворы выгружают в вагонетки и вывозят из котельной к месту золоотвала. Котлы устанавливают на 3—4 м выше поверхности земли, а зольный этаж устраивают на одном уровне с ней.

В котельных, оборудованных котлами средней и большой производительности, применяют, как правило, механизированные системы шлакозолоудаления. По принципу действия они разделяются на механические, пневматические и гидравлические.

Механическое золоудаление осуществляется с помощью скреперных установок или скиповых подъемников. На рис. V.8 представлена схема скреперного золоудаления. Рабочий процесс по этой схеме осуществляется следующим образом. Из золовых бункеров *1* зола и шлак после заливки их водой сбрасы-

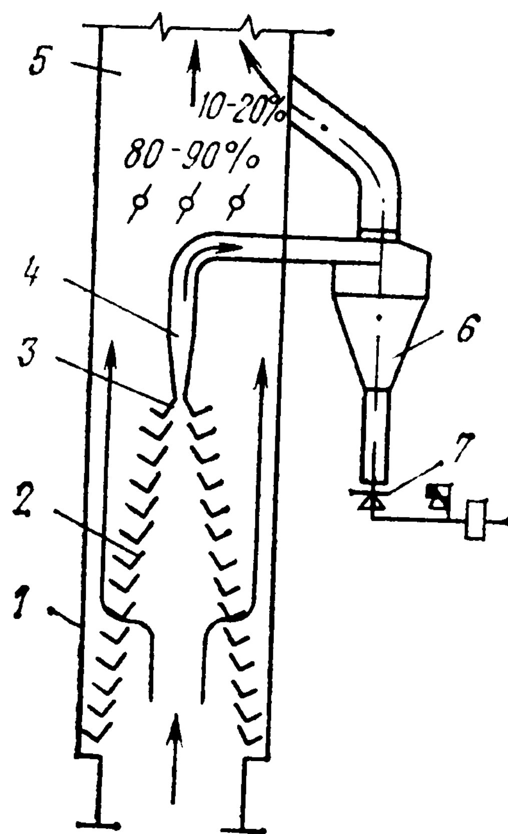


Рис. V.7. Схема жалюзийного золоуловителя ▶

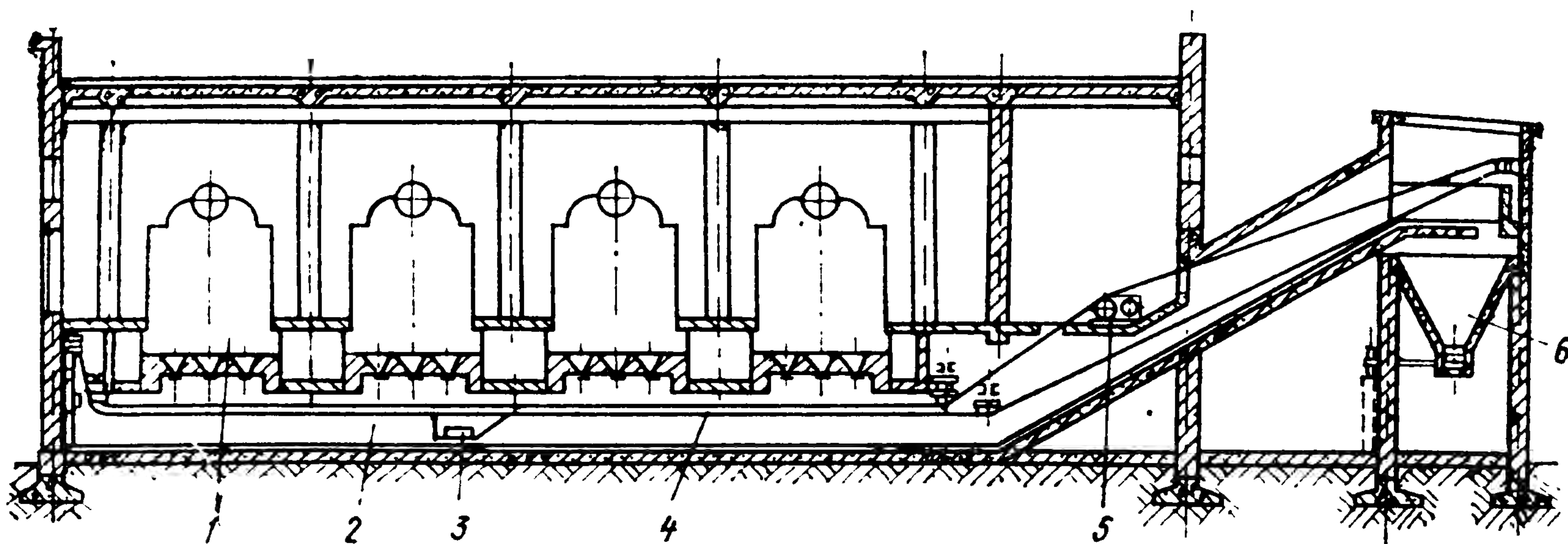


Рис. V.8. Схема скреперного золоудаления ▼

ваются в специальный канал 2, в котором с помощью лебедки 5 и системы натяжных тросов 4 перемещается ковш (скрепер) 3. При движении ковш захватывает золу и шлак и по наклонной эстакаде подает их в сборный бункер 6, расположенный за пределами здания котельной. Из бункера зола и шлак с помощью автотранспорта или других средств удаляются в золоотвал. Зола и шлак из мест, расположенных не над скреперным каналом (из золоуловителя, газохода и т. д.), подаются в канал с помощью поперечных транспортирующих устройств. Скреперный канал может быть сухим или залитым водой. В последнем случае улучшаются санитарные условия вследствие уменьшения пыления, но несколько осложняются выгрузка золы из сборного бункера и дальнейшее ее транспортирование, особенно в зимнее время.

Пневматическая система золоудаления основана на способности потоков газа (воздуха) при определенных скоростях перемещать сыпучие вещества. При пневматическом шлакозолоудалении транспортирующим агентом является воздух. Скорость его движения в золопроводе при транспортировании мелкой золы превышает 15 м/с, а шлака с размером кусков 15—20 мм — более 25 м/с.

Системы пневматического золоудаления просты по устройству, обеспечивают хорошие санитарные условия, а также позволяют использовать транспортируемые в сухом виде золу и раздробленный шлак для строительных целей. Их недостатками являются сравнительно большой расход электроэнергии, износ трубопроводов и др. Эти системы применяются в котельных с топками для слоевого и факельного сжигания топлива с выходом очаговых остатков от 0,3 до 10 т/ч.

Гидравлическая система золоудаления используется обычно в крупных котельных и главным образом в котельных тепловых электрических станций. В системах гидрозолоудаления транспортирование золы и шлака как в пределах котельной, так и за

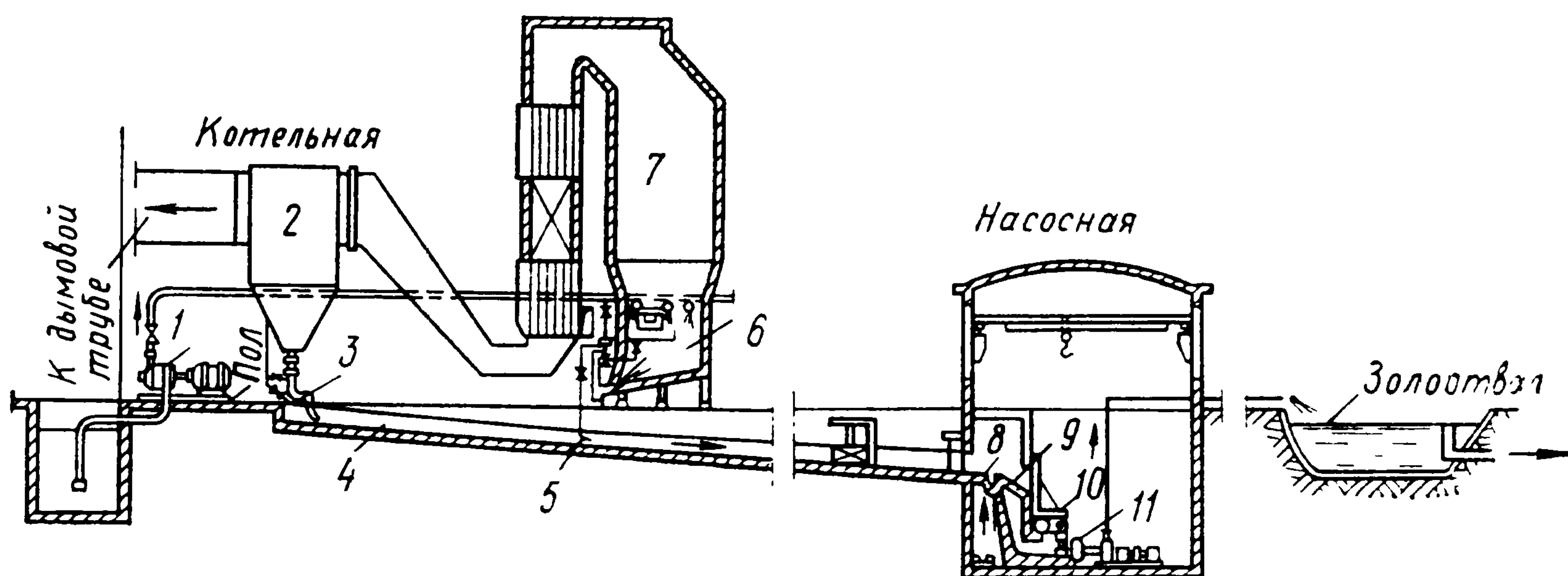


Рис. V.9. Схема гидрозолоудаления

1 — насос; 2 — золоуловитель; 3 — золосмывной аппарат; 4 — смывной канал; 5 — побудительные сопла; 6 — шлакосмывная шахта; 7 — котлоагрегат; 8 — металлоулавливатель; 9 — грохот; 10 — дробилка; 11 — багерный насос

ее пределами производится водой. Образующиеся зола и шлаки смываются водой в каналы, по которым гидромасса самотеком поступает в общий приемный бункер, а оттуда насосами, называемыми багерными, подается по трубопроводу к месту золоотвала. Золоотвал может быть расположен на расстоянии 2 км и более от котельной. Скорость движения гидромассы по трубопроводу примерно равна 1,1—1,9 м/с. Система гидрозолоудаления для котельной средней мощности показана на рис. V.9.

В некоторых случаях система гидрозолоудаления комбинируется с пневматической. При этом зола из зольных бункеров транспортируется с помощью пневмотранспорта до каналов системы гидрозолоудаления.

§ 26. УСТРОЙСТВА ТОПЛИВОПОДАЧИ

Каждая котельная имеет *топливное хозяйство,* которое должно бесперебойно обеспечивать топливом работающие котлы. Топливное хозяйство котельной оснащено системой механизмов и различных устройств, служащих для подачи, приема, хранения, а также требуемой предварительной обработки поступающего топлива.

Топливные хозяйства организуются по-разному в зависимости от района расположения котельной, вида используемого топлива, часового его расхода, т. е. мощности котельной.

При работе котельной на твердом топливе оно забирается с расходного склада, который обычно размещается на территории котельной и рассчитан на недельный или месячный запас топлива в зависимости от типа котельной. Кроме расходных складов, для хранения твердого топлива устраивают базисные склады, которые находятся за пределами территории котельной и, как правило, размещаются вблизи железной дороги, по которой доставляется топливо. Эти склады имеют большой запас топлива. Они предназначены для централизованного хранения и снабжения топливом нескольких котельных данного района. К небольшим котельным топливо можно доставлять автомобильным транспортом. При работе котельной на торфе (при сравнительно близком ее расположении от места разработок) торф обычно доставляют по специальным узкоколейным железнодорожным путям.

Для подачи твердого топлива со склада и внутри котельной обычно применяются ленточные и скребковые конвейеры, элеваторы, электротельферы и скиповые подъемники. Однако если топливо загружается в топки котлов с того же уровня, на котором расположен склад, и расход топлива небольшой, то в некоторых случаях в виде исключения топливо можно подавать вручную в безрельсовых и рельсовых вагонетках.

Наибольшее распространение получили ленточные конвейеры как наиболее дешевые и простые по устройству. Конструк-

тивно они выполняются в виде бесконечной гибкой ленты, размещенной на двух концевых барабанах. Один из них, являющийся ведущим, соединен с электродвигателем через редуктор. В промежутке между барабанами лента (нижняя и верхняя ветви) поддерживается рядом роликовых опор. Ленточные конвейеры могут перемещать топливо горизонтально и наклонно под углом до 20° к горизонту. Скорость движения ленты 1,5—2,5 м/с.

В котельных небольшой производительности сравнительно широкое применение получила схема топливоподачи с помощью вертикально-горизонтального подъемника системы П. И. Шевьева (рис. V.10).

Топливо со склада автопогрузчиком подается в приемный бункер *1*, откуда наклонным питателем оно направляется в дробилку *2*. После дробления топливо забирается ковшом *3*, который перемещается с помощью лебедки *7* по вертикально-горизонтальным направляющим *4* к бункерам *6*. Затем по течке *5* и с помощью механических забрасывателей уголь подается в топку. Ковши в подъемнике Шевьева выполняются объемом 0,5; 0,75 и 1 м³; при этом производительность установки топливоподачи при скорости перемещения ковша 0,5 м/с соответственно равна 16, 24 и 32 м³/ч.

В крупных котельных схемы топливоподачи более сложны и выполняются с применением большого количества различных транспортирующих устройств.

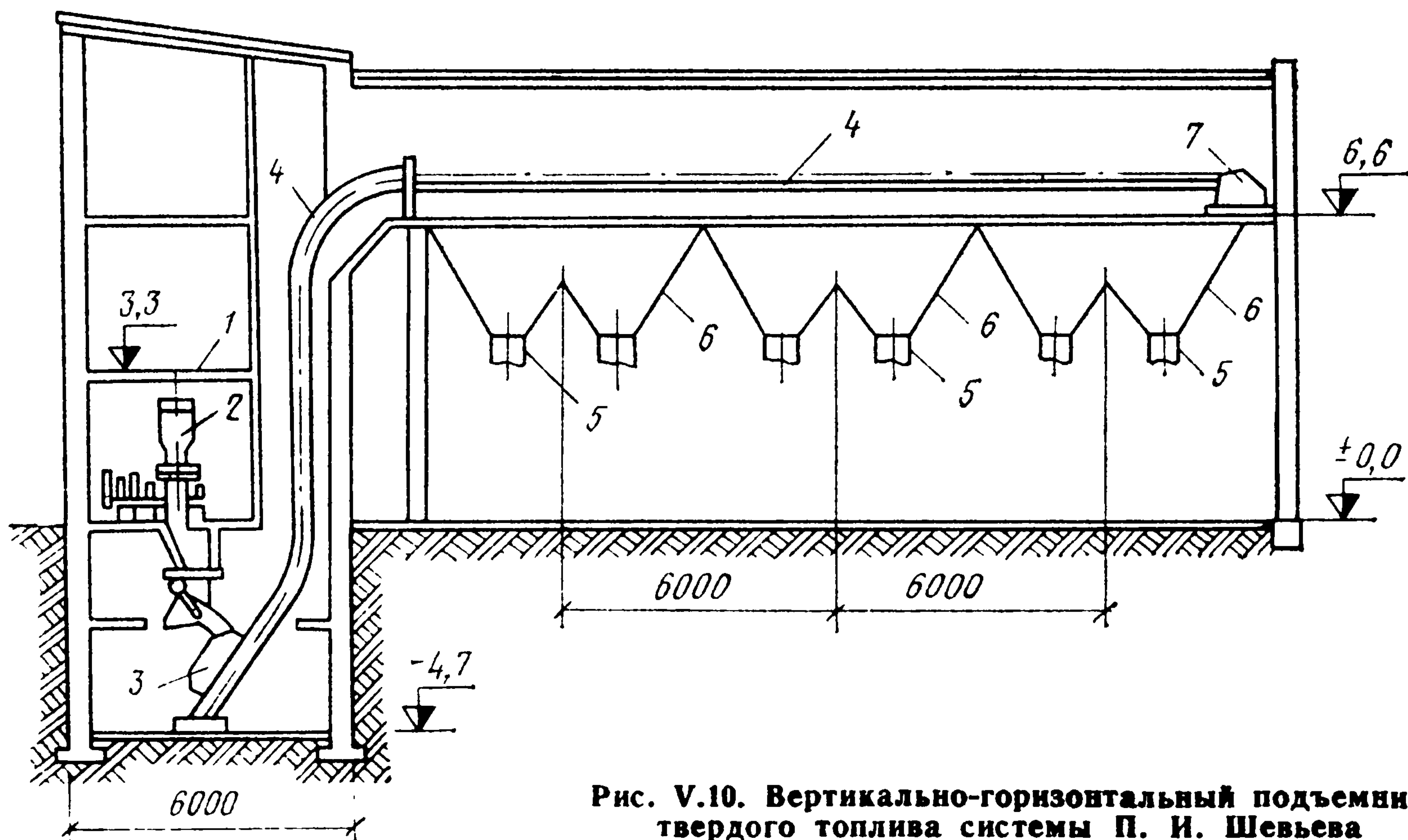


Рис. V.10. Вертикально-горизонтальный подъемник твердого топлива системы П. И. Шевьева

При работе котельных на жидком топливе (мазуте), как на основном виде топлива или резервном, в состав топливного хозяйства входят приемо-сливные устройства, мазутохранилище, насосная станция и система мазутопроводов, расположенных как внутри котельной, так и за ее пределами.

В качестве мазутохранилищ обычно используют не менее двух резервуаров емкостью, примерно равной 15—20-суточному запасу топлива. Резервуары могут быть подземными, полуподземными и наземными. Для разогрева мазута в них устанавливают поверхностные теплообменники. Из резервуара мазут

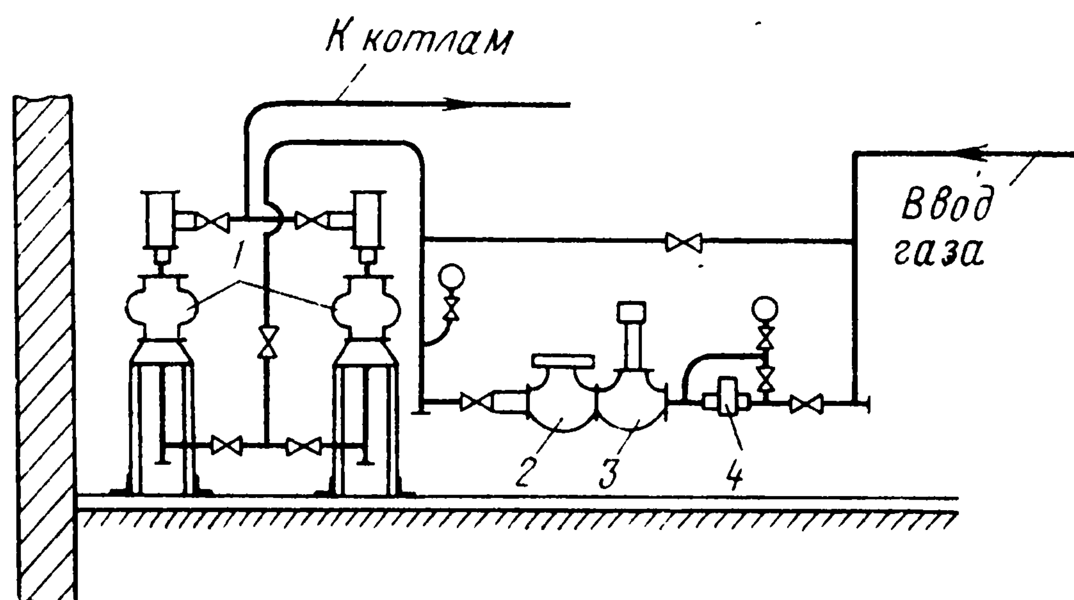


Рис. V.11. Схема газового ввода

с помощью насоса подается в котельную. Применяют насосы поршневые, шестеренчатые и центробежные. Напор насоса принимается из расчета преодоления всех сопротивлений в мазутопроводе с учетом обеспечения необходимого подпора перед форсунками. Для паровых и воздушных форсунок напор должен составлять не менее 50 кПа, а для форсунок с механическим распылением — 2,0—3,5 МПа.

Трубопроводы между мазутохранилищем и котельной можно располагать над землей или под землей, в траншеях и туннелях. Скорость движения мазута в трубопроводах в зависимости от его вязкости принимается равной: во всасывающей линии 0,8—1 м/с, в нагнетательной 1—1,5 м/с и более.

Газообразное топливо — природный газ — в настоящее время широко используется в котельных самого разнообразного назначения. Большое преимущество газообразного топлива заключается в том, что при его сжигании заметно улучшаются показатели работы котла, отпадает необходимость в устройстве громоздких систем топливоподачи и золоудаления, существенно облегчается обслуживание котла. Однако при сжигании газа необходимо строго соблюдать правила техники безопасности, не допуская его утечки, что может вызвать отравление обслуживающего персонала, а при наличии источников огня — взрыв. Перед растопкой и после прекращения работы котла необходима тщательная вентиляция газопроводов, топочной камеры и газоходов. Для предотвращения возможности взрыва газа котлоагрегаты оборудуют взрывными клапанами, устанавливаемыми в верхних точках газоходов котла и на боровах длиной более 20 м.

Газ поступает в котельные из городских газопроводов с давлением, зависящим от давления в сети, которое может быть низким — (до 5 кПа), средним (5—300 кПа) и высоким (более

300 кПа). Газ от сети подается по газопроводу из стальных труб, соединяемых сваркой.

Схемы подсоединения котельной к газовой сети зависят от давления в ней газов, а также от мощности котельной. На территории котельной газопровод размещается в земле, а внутри котельной открыто.

На рис. V.11 приведена простейшая схема газового ввода с расположением необходимой арматуры — фильтра *4*, предохранительного клапана *3*, регулятора давления *2* и расходомеров *1*.

Газовый ввод, особенно при присоединении к газовой сети низкого давления, можно размещать непосредственно в котельной или в смежном помещении. Расположение ввода должно обеспечивать легкодоступный подход к нему при эксплуатации котельной. Не рекомендуется размещать газовый ввод перед фронтом топок, в стесненных местах котельной. Наиболее желательно, а в крупных котельных обязательно размещать газовый ввод в отдельном помещении.

§ 27. ПИТАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА КОТЛОВ

Питательные устройства предназначены для бесперебойного обеспечения котла водой. Прекращение питания котла даже на непродолжительное время может вызвать снижение уровня воды в нем и перегрев поверхности нагрева, что приведет к аварии котла.

К питательным устройствам относятся питательные баки и насосы, предназначенные для подачи воды в паровой котел.

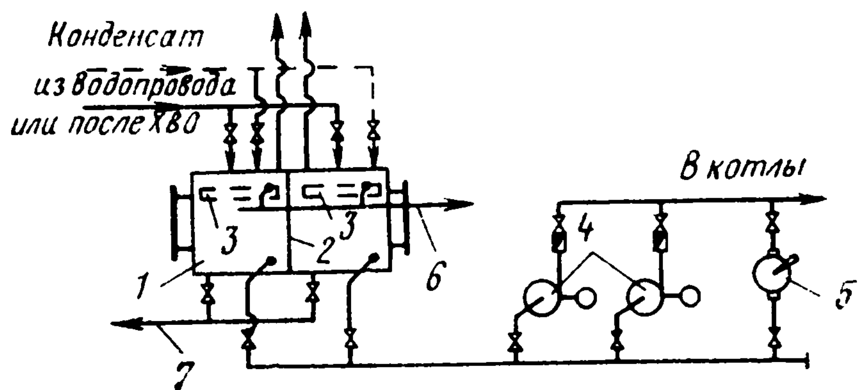
В паровых котельных низкого давления ($p \leqslant 70$ кПа) в питательный бак собирается конденсат от потребителей и добавляется вода, восполняющая его потери. Таким образом, питательный бак является и конденсатным. Обычно устанавливают два бака или один бак, перегороженный пополам. Общая вместимость конденсационно-питательных баков рассчитывается на 1—2-часовой запас воды для работы котельной. Для питания котлов в таких котельных устанавливают центробежные или ручные насосы. Чаще применяют два центробежных насоса, один из которых является резервным. Производительность каждого насоса должна быть равна 110% паропроизводительности всей котельной. При паропроизводительности котлов менее 0,5 т/ч устанавливают центробежный насос и ручной (в качестве резервного).

Схема трубопроводов и питательных устройств паровой котельной низкого давления показана на рис. V.12.

В котельных с котлами давлением $p > 70$ кПа конденсат собирается в специальных конденсационных баках, откуда насосами перекачивается в питательные баки, расположенные, как правило, на некоторой высоте (3—5 м) от пола. В эти баки по-

Рис. V.12. Схема трубопроводов и питательных устройств паровой котельной низкого давления

1 — питательный (конденсационный) бак; 2 — перегородка; 3 — деревянные (плавающие) крышки; 4 — центробежные насосы; 5 — ручной насос; 6 — спускная труба; 7 — переливная труба



дается также химически очищенная вода, восполняющая потери конденсата. Вода из питательных баков (вместимостью, равной 0,5—1-часовому запасу) насосами подается в котлы.

В производственно-отопительных котельных часто питательный бак совмещается с деаэратором. Котельные производительностью до 75 т/ч оборудуются одним деаэраторм, а при большей производительности — не менее двух.

Для подачи воды в котлы устанавливают не менее двух питательных насосов с независимым приводом (один насос должен иметь паровой привод). Количество питательных насосов выбирается с таким расчетом, чтобы в случае остановки самого мощного насоса суммарная подача оставшихся насосов была не менее 110% производительности всех работающих котлов. Общая подача насосов с электроприводом должна быть не менее 110%, а с паровым приводом — не менее 50% номинальной паропроизводительности действующих котлов.

Создаваемый насосом напор должен быть несколько выше давления в котле. Величина его $H_н$, кПа, может быть подсчитана по формуле

$$H_н = p_к + H_с, \qquad (V.10)$$

где $p_к$ — давление в котле, кПа; $H_с$ — полное сопротивление в сети на участке от питательного бака до места ввода воды в котел, примерно равное 100—400 кПа.

Схемы присоединения питательных устройств к паровым и водогрейным котлам показаны на рис. V.13 и V.14.

В водогрейных котельных для перемещения воды в котле и системе применяются только центробежные насосы, причем устанавливают два насоса с электроприводом (один рабочий, второй резервный). Насосы желательно размещать на одном уровне с котлами, а при необходимости можно исходить из местных условий.

Производительность циркуляционных насосов $D_н$, т/ч, определяется по формуле

$$D_н = \frac{Q}{(i_г - i_о)\,1000}, \qquad (V.11)$$

где Q — максимальная тепловая нагрузка котельной, кДж/ч; $i_г$ и $i_о$ — энтальпия горячей и обратной воды, кДж/кг.

Напор циркуляционного насоса $H_н$, Па, складывается из сопротивлений всех участков тепловой сети

$$H_н = H_к + H_о + H_{м.с},\qquad (V.12)$$

где $H_к$, $H_о$, $H_{м.с}$ — потери давления соответственно в котельной, наружных участках тепловой сети и в местной системе отопления.

Обычно напор циркуляционного насоса составляет 200—400 кПа.

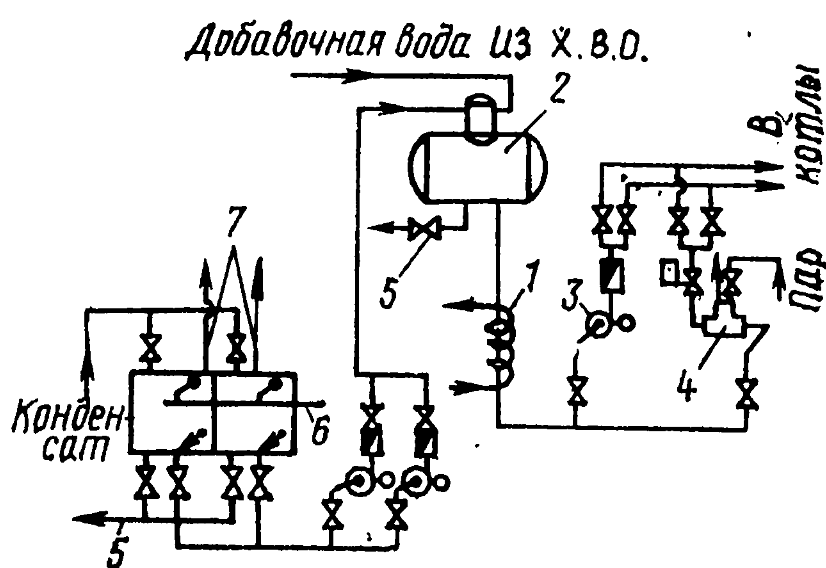
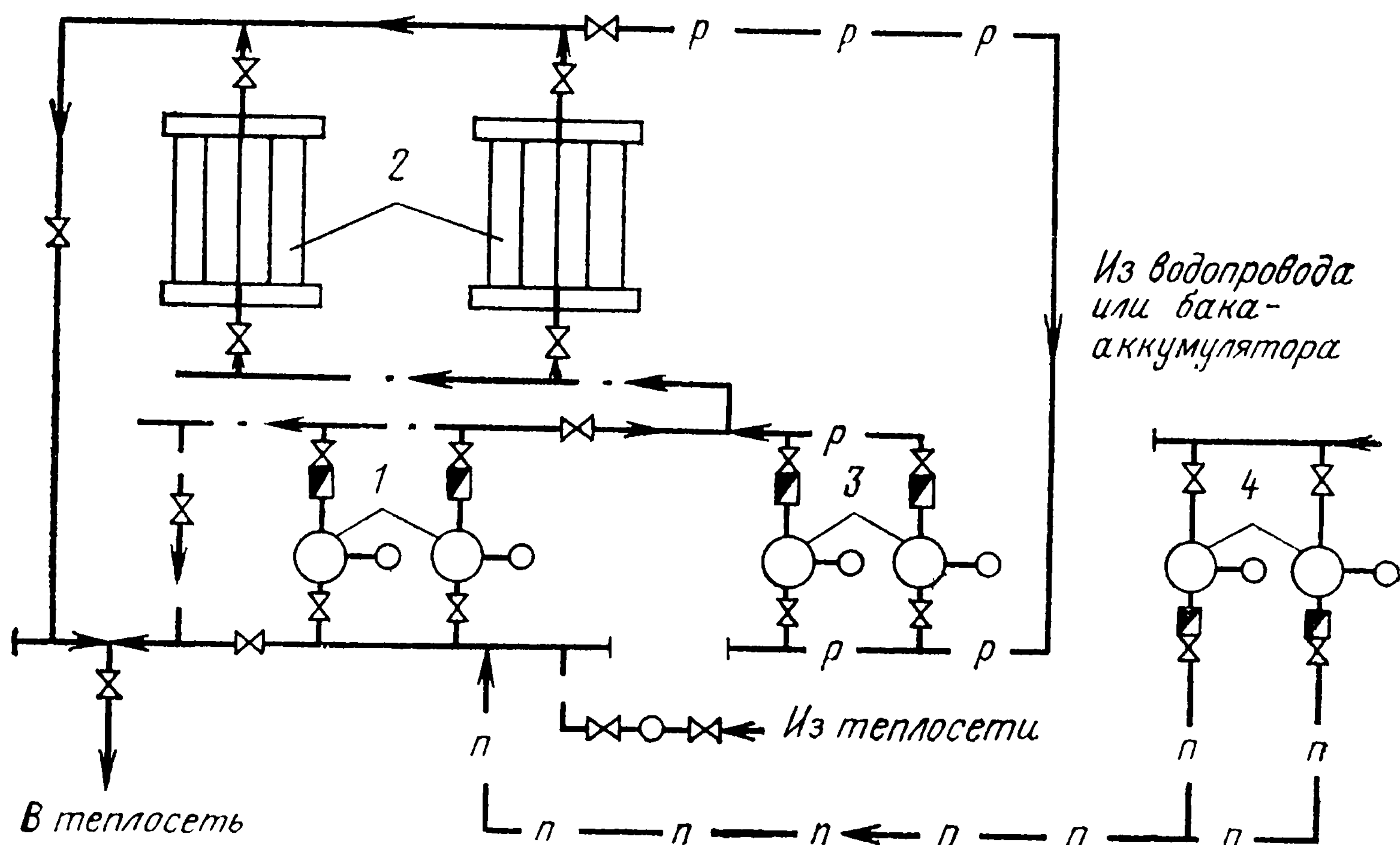


Рис. V.13. Схема присоединения питательных устройств к паровой котельной повышенного давления

1 — теплообменник; 2 — бак-деаэратор; 3 — центробежный насос; 4 — паровой поршневой насос; 5 — спускная труба; 6 — переливная труба; 7 — воздушники

Рис. V.14. Схема размещения насосов и их обвязка в водогрейной котельной установке

1 — сетевые насосы; 2 — котлы; 3 — подмешивающие насосы; 4 — подпиточные насосы



Подбор насосов как центробежных, так и с паровым приводом производится по специальным каталогам по производительности и напору.

Мощность N, кВт, потребляемая центробежным насосом с электроприводом, составляет

$$N = \frac{D_н H_н}{36\eta_н} 10^{-5},\qquad (V.13)$$

где $D_н$ — расчетная производительность насоса, кг/ч; $H_н$ — полный напор насоса, Па; $\eta_н$ — КПД насоса, равный 0,65—0,85.

Таблица V.4. Характеристика центробежных насосов

Марка насоса	Производительность, м³/ч	Полный напор, Мпа	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
2,5ЦВ-0,8	5—12	2,20	2900	14
2,5ЦВ-1,1	8—22	2,50	2900	20
2,5ЦВ-1,3	14—28	2,50	2900	28
2,5ЦВ-1,5	15—30	2,70	2900	40
2К-6	10 20 30	0,34 0,30 0,24	2900	4,5
3К-9	30 45 54	0,34 0,27 0,27	2900	7
4К-18	60 80 100	0,25 0,19 0,19	2900	10
6К-8	160	0,32	1450	28
МС-30; МСГ-30	30	0,25	2950	—
МС-50; МСГ-50	50	0,35	2950	—
МС-70; МСГ-70	70	0,25	2950	—
МС-100	100	0,55	2950	—
МС-150	150	0,72	2950	—

Примечание. Напор для насосов типа МС дан на одно рабочее колесо; число рабочих колес может быть от 2 до 10.

Центробежные насосы выполняются одно- и многоступенчатыми в зависимости от производительности и давления. Насос и электродвигатель, соединяемые через муфту, располагают на общей раме, заливаемой бетоном. Центробежные насосы могут иметь и паротурбинный привод. Чаще такие насосы применяют для питания котлов большой производительности. Поршневые насосы в большинстве случаев используют как резервные для питания паровых котлов.

Основные характеристики некоторых центробежных и поршневых насосов, применяемых в отопительно-производственных котельных, приведены в табл. V.4 и V.5.

Центробежные насосы типов ЦВ, МС и МСГ, а также вертикальные поршневые паровые насосы типа ПНП применяются для питания котлов, а насосы типа К — в качестве подпиточных и циркуляционных в системе теплоснабжения. Подпиточные на-

Таблица V.5. **Характеристика поршневых насосов**

Марка насоса	Производительность, м³/ч	Давление нагнетания, МПа	Давление пара, МПа	
			начальное	конечное
ПНП-1	10—25	2,0	1,2	0,3
ПНП-3	5,5—14	2,0	1,2	0,3
ПНП-15	25	3,8	2,3	0,3

сосы предназначены для подачи воды с целью восполнения утечек в системах теплоснабжения. Обычно устанавливают не менее двух насосов (один резервный).

Подача и распределение воды, пара, мазута и газа в котельных осуществляются по трубопроводам. В зависимости от назначения трубопроводы разделяются на водопроводы (для подачи и распределения воды), паропроводы (для отвода и распределения пара), мазуто- и газопроводы (для подачи мазута и газа в котельных, работающих на жидком и газообразном топливе).

Каждый трубопровод состоит из системы труб и необходимой арматуры (задвижки, вентили и т. п.), которая обеспечивает нормальную и безопасную его работу. Трубопроводы, применяемые в котельных, изготовляют из стальных труб, соединяя их с помощью фланцев или сваркой. Трубопроводы монтируют на опорах, прикрепляемых к каркасам и стенам зданий, или на подвесках, прикрепляемых к фермам.

При прохождении теплоносителей (пара, горячей воды) трубопроводы от нагревания удлиняются. Для обеспечения возможности свободного удлинения не все крепления их на опорах устраиваются жесткими, на прямых участках трубопроводов устанавливают специальные компенсаторы, которые представляют собой гнутые трубы разнообразной формы. Наибольшее распространение получили П-образные компенсаторы. В коротких трубопроводах с наличием изгибов при поворотах удлинения компенсируются за счет этих изгибов, поэтому специальные компенсаторы не требуются.

Наиболее ответственными из трубопроводов являются паропроводы, отводящие от котла пар, и питательные трубопроводы, по которым вода подается в котел. Скорость движения насыщенного пара в паропроводе в среднем принимается равной 30 м/с, а перегретого пара — 50—80 м/с. Питательный трубопровод, как правило, дублируется, чтобы в случае неисправности одной из питательных линий можно было немедленно перейти на питание котла от другой линии. Скорость движения воды в основной питательной линии составляет примерно 1—1,5 м/с, а в ответвлениях — 0,5—1 м/с.

§ 28. ОСНОВЫ ВОДОПОДГОТОВКИ

Источниками водоснабжения котельных установок могут служить хозяйственно-питьевой водопровод, артезианские скважины, пруды, реки и озера. Природные воды всегда содержат некоторые примеси, которые могут находиться в ней в виде взвешенных веществ (песок, частицы глины), растворенных солей, коллоидно-растворенных соединений и растворенных газов (кислород, углекислый газ и т. д.).

Состав примесей в воде и их количество разнообразны и зависят от того, через какие породы протекает вода. В большинстве случаев из растворимых солей в воде содержатся хлористый магний $MgCl_2$, хлористый натрий $NaCl$, хлористый кальций $CaCl_2$, сульфаты кальция $CaSO_4$ и магния $MgSO_4$, карбонатные и бикарбонатные соли кальция или магния $CaCO_3$, $MgCO_3$, $Ca(HCO_3)_2$, $Mg(HCO_3)_2$ и др. В коллоидно-растворенном состоянии в воде содержатся, в первую очередь, вещества органического происхождения, а также различные соединения железа, алюминия, кремния.

Наличие указанных примесей не позволяет применять без предварительной обработки исходную (сырую) воду для питания котлов и тепловых сетей, так как при нагреве и испарении такой воды на внутренних стенках труб и барабанов котла осаждаются соли, образуя так называемую *накипь*. Загрязнение поверхности нагрева накипью значительно ухудшает условия теплообмена и может привести к опасному перегреву стенок труб, а содержание агрессивных газов (O_2, CO_2) вызывает их коррозию. Для обеспечения надежной и экономичной работы котлоагрегатов вода к ним подается строго определенного качества. Главными показателями качества воды являются: прозрачность, сухой остаток, щелочность и жесткость.

Прозрачность воды характеризуется содержанием в ней взвешенных примесей (мг на 1 кг воды), свободно удаляемых фильтрованием.

Сухой остаток (мг/кг) представляет собой общее количество растворенных в воде веществ. Его определяют выпариванием воды при температуре 105—110 °C.

Щелочность воды выражает количество находящихся в ней щелочных соединений — гидратов, карбонатов и бикарбонатов.

Жесткость воды характеризует общее содержание в ней солей кальция и магния. Жесткость разделяется на постоянную (некарбонатную), которая обусловлена содержанием в воде сульфатов ($CaSO_4$, $MgSO_4$) и хлоридов ($CaCl_2$, $MgCl_2$), и временную, которая определяется содержанием в воде бикарбонатов $Ca(HCO_3)_2$, $Mg(HCO_3)_2$.

При нагревании воды соли временной жесткости (бикарбонаты) распадаются и образуют нерастворимые соли, выпадающие в виде рыхлого осадка, удаляемого продувкой; соли посто-

янной жесткости образуют на стенках труб котла плотный осадок — накипь.

Общая жесткость воды определяется по выражению

$$Ж_о = Ж_п + Ж_в, \quad (V.14)$$

где $Ж_п$ и $Ж_в$ — соответственно постоянная и временная жесткость воды.

За единицу измерения жесткости воды принят миллиграмм-эквивалент на 1 кг (мг-экв/кг), что соответствует содержанию в 1 кг воды 28 мг окиси кальция или 20 мг окиси магния.

По величине общей жесткости все природные воды условно можно разделить на три группы: мягкие ($Ж_о \leqslant 4$ мг-экв/кг), средней жесткости ($Ж_о = 4 \div 7$ мг-экв/кг) и жесткие ($Ж_о > 7$ мг-экв/кг).

В табл. V.6 дана характеристика природной воды.

Таблица V.6. **Жесткость и содержание сухого остатка в природной воде**

Река, озеро, водохранилище	Жесткость, мг-экв/кг		Сухой остаток, мг/кг
	общая	постоянная	
Амударья	5,75	2,83	754,6
Ангара	1,27	0,48	105,7
Волга	2,44	0,19	193
Воронеж	5,08	0,5	320,4
Днепр	4,21	0,89	371,4
Дон	5,1	0,88	451
Енисей	1,45	0,46	123
Москва	5,73	0,14	452,6
Нева	0,56	0,3	49,4
Обь	3,86	0,57	123,3
Ока	6,65	2,64	527,1
Печора	3,3	0,86	180
Северная Двина	4,41	1,88	348
Урал	8,2	3,21	550
Томь	1,73	0,69	127,2
Чудское озеро	2,16	0,59	171,9
Рыбинское водохранилище	2,16	0,46	172,6
Цимлянское »	6,43	1,68	558,8
Ольховское »	7,6	2,93	1000

При установке паровых котлов предъявляются более высокие требования к качеству питательной воды, чем при установке водогрейных котлов, в которых циркулирует почти одна и та же вода (не считая небольших ее утечек). В паровых котлах соли, выделяемые при испарении питательной воды, не уносятся с паром, а остаются в котле, ухудшая состав котловой воды. Питательная вода паровых котлов представляет собой смесь конденсата и химически очищенной воды.

Качество питательной и котловой воды определяется нормами. Для котлов с естественной циркуляцией паропроизводительностью 0,7 т/ч и выше с рабочим давлением до 3,9 МПа питательная вода должна удовлетворять следующим требованиям

I. Общая жесткость

Для газотрубных котлов, работающих на топливе:

твердом	$\leqslant$500 мкг-экв/кг
газообразном и жидком	$\leqslant$30 »
Для водотрубных котлов с рабочим давлением, МПа	
до 1,3	$\leqslant$20 мкг-экв/кг
1,3—3,9	$\leqslant$15 »

II. Содержание растворенного кислорода

Для котлов с рабочим давлением до 3,9 МПа паропроизводительностью $\geqslant$2 т/ч:

без экономайзера и с чугунными экономайзерами .	$\leqslant$100 мкг/кг
со стальными экономайзерами	$\leqslant$30 »

III. Содержание масла

Для котлов с рабочим давлением, МПа:

до 1,3	$\leqslant$5 мг/кг
1,3—3,9	$\leqslant$3 »

Примечание. Для котлов с более высоким давлением при естественной циркуляции, а также прямоточных требования к питательной воде повышаются и предельно допустимые значения этих величин существенно снижаются.

Качество подпиточной воды для водогрейных котлов должно удовлетворять следующим требованиям:

Карбонатная жесткость	700 мкг-экв/кг
Содержание растворенного кислорода	не более 50 мкг/кг
Содержание взвешенных веществ	не более 5 мг/кг
Содержание свободной углекислоты	не допускается
pH	не менее 7

Качество котловой воды характеризуется ее солесодержанием, щелочностью, а также относительной щелочностью, которая для паровых котлов не должна превышать 20%.

Относительная щелочность Δ *Щ*, %, может быть определена по формуле

$$\Delta Щ = 40 \frac{Щ_{х.о}}{A_{с.о}} 100, \qquad (V.15)$$

где $Щ_{х.о}$ — щелочность химически очищенной воды, мг-экв/кг; $A_{с.о}$ — сухой остаток котловой воды, мг/кг; 40 — коэффициент для пересчета щелочности на NaOH.

Допустимые предельные значения солесодержания и щелочности котловой воды зависят от типа котла, давления вырабатываемого пара и других факторов.

Для поддержания допустимых норм качества котловой воды производится продувка котлов: часть воды из котла выпускается и заменяется очищенной водой с меньшим солесодержанием и щелочностью. Продувка может быть непрерывная и перио-

дическая. Величину продувки $П$ принято выражать в процентах от производительности котла, а определять по сухому остатку и щелочности

$$П = \frac{100}{\frac{С_к}{С_п} - 1}, \qquad (V.16)$$

где $С_к$ и $С_п$ — концентрация нормируемого вещества соответственно в котловой и питательной воде.

Если $П \leqslant 2\%$, применяется только периодическая продувка, а при $П > 2\%$ — как периодическая, так и непрерывная. Во избежание больших потерь тепла с продувочной водой величина продувки ограничивается и снижается за счет соответствующей обработки воды.

Способы обработки воды. Природная вода перед поступлением в котел подвергается обработке, которая в общем случае предусматривает: удаление взвешенных примесей из воды, умягчение ее (снижение жесткости), снижение общего солесодержания, уменьшение и поддержание определенной щелочности, удаление из воды агрессивных газов (CO_2, O_2).

Взвешенные примеси удаляются из исходной воды путем *фильтрования* ее в специальных устройствах — механических (осветлительных) фильтрах. В качестве фильтрующих материалов применяют кварцевый песок, мраморную крошку, антрацит. При использовании воды из водопровода ее не фильтруют.

Для умягчения воды существуют два способа обработки — внутрикотловая и докотловая. *Внутрикотловая обработка* питательной воды используется в неэкранированных котлах низкого давления, а также в жаротрубных котлах. При внутрикотловой обработке в котел вместе с питательной водой вводят различные вещества — реагенты (антинакипины). Реагенты вступают во взаимодействие с солями, образующими накипь, вызывая их осаждение в виде шлама, который по мере накопления удаляется из котла продувкой. В качестве реагентов применяют каустическую $NaOH$ и кальцинированную Na_2CO_3 соду.

В современных производственно-отопительных котельных, как правило, применяется *докотловая обработка* методом катионного обмена. Для этого исходную воду пропускают через специальные фильтры, заполненные материалами, которые вступают в обменные реакции с солями жесткости воды. При этом катионы кальция и магния в воде замещаются на катионы натрия или другие, соли которых не образуют накипь.

Из катионирующих материалов наибольшее распространение имеют глауконит (природный минерал) и сульфоуголь (бурый или каменный уголь, обработанный концентрированной серной кислотой). Сульфоуголь может быть насыщен обменными катионами натрия, водорода или аммония. В зависимости от вида применяемого катионитового материала различают *натрий-*

катионирование (Na-катионирование), *водород-катионирование* (H-катионирование) и *аммоний-катионирование* (NH_4-катионирование).

В производственно-отопительных котельных наибольшее распространение получило Na-катионирование и совместное Na—NH_4-катионирование.

Простейшая схема Na-катионитовой установки показана на рис. V.15. Умягчаемая вода поступает в катионитовый фильтр

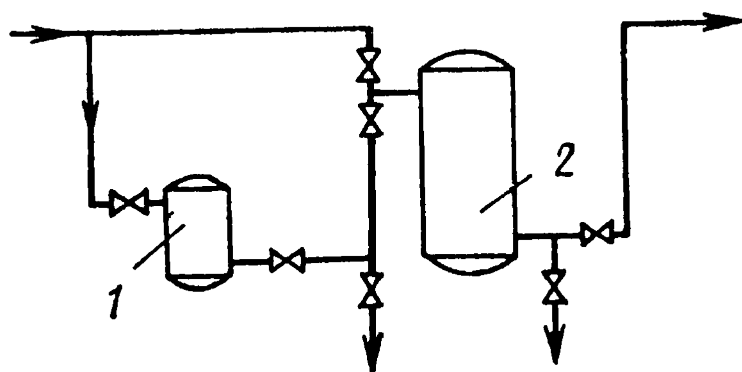
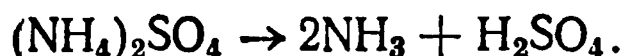


Рис. V.15. Схема натрий-катионитовой установки

2, где соли жесткости вступают в реакцию с сульфоуглем. В результате этого жесткость воды резко понижается и может быть доведена до 0,01—0,02 мг-экв/кг. В процессе работы установки сульфоуголь насыщается кальцием и магнием и теряет способность к обмену с солями жесткости. Для восстановления обменной способности сульфоугля его периодически обрабатывают 6—10%-ным раствором поваренной соли (NaCl), поступающим в фильтр из солерастворителя *1*. Эта операция называется *процессом регенерации*.

При Na-катионировании щелочность воды несколько повышается и в том случае, когда продувка по щелочности велика, избыточную щелочность необходимо нейтрализовать кислотами или присадкой аммониевых солей, в частности сульфата аммония. Под влиянием высокой температуры сульфат аммония в котле разлагается на аммиак и серную кислоту



$$(NH_4)_2SO_4 \rightarrow 2NH_3 + H_2SO_4.$$

Аммиак уходит с паром, а серная кислота нейтрализует щелочь. Аммониевые соли вводят непосредственно в трубопровод питательной воды с помощью специального дозатора.

Если величина продувки по щелочности составляет более 10%, а по сухому остатку более 5%, для нейтрализации щелочности воды вместо аммониевых присадок применяют совместное натрий-аммоний-катионирование.

Схема установки Na—NH_4-катионирования представлена на рис. V.16. По этой схеме исходная вода вначале проходит через Na-катионитовый фильтр *2*, а затем умягченная вода полностью или частично — через NH_4-катионитовый фильтр *4*, заполненный также сульфоуглем, обогащенным солями аммония.

Аммоний-катионитовый фильтр регенерируется 2—3%-ным раствором сульфата аммония, содержащимся в резервуаре *3*.

Натрий-катионитовый фильтр, как уже отмечалось, регенерируют раствором поваренной соли, поступающим из солерастворителя *1*.

В небольших установках, в отличие от рассмотренной схемы, может быть осуществлено совместное Na—NH_4-катионирование. При этом часть фильтра заполняется сульфоуглем, обогащен-

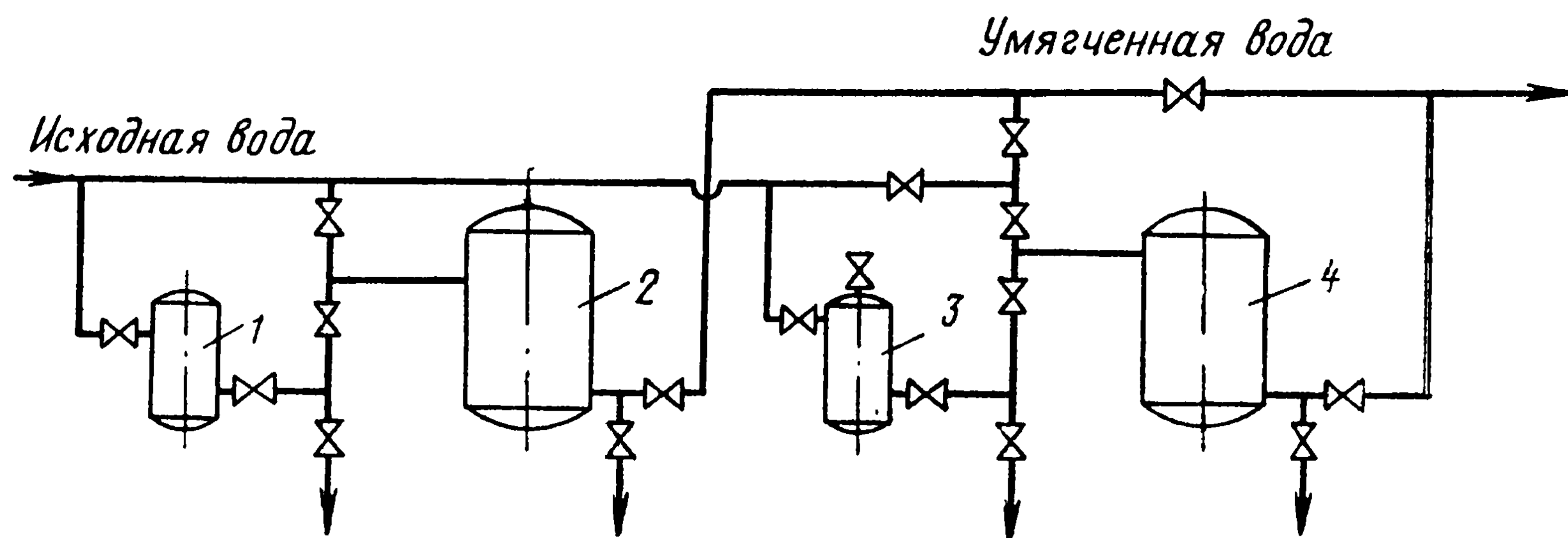


Рис. V.16. Схема натрий-аммоний-катионитовой установки

ным поваренной солью (NaCl), а часть — сульфоуглем, насыщенным сульфатом аммония $(NaH_4)_2SO_4$. Регенерация фильтра осуществляется общим раствором сульфата аммония и хлористого натрия.

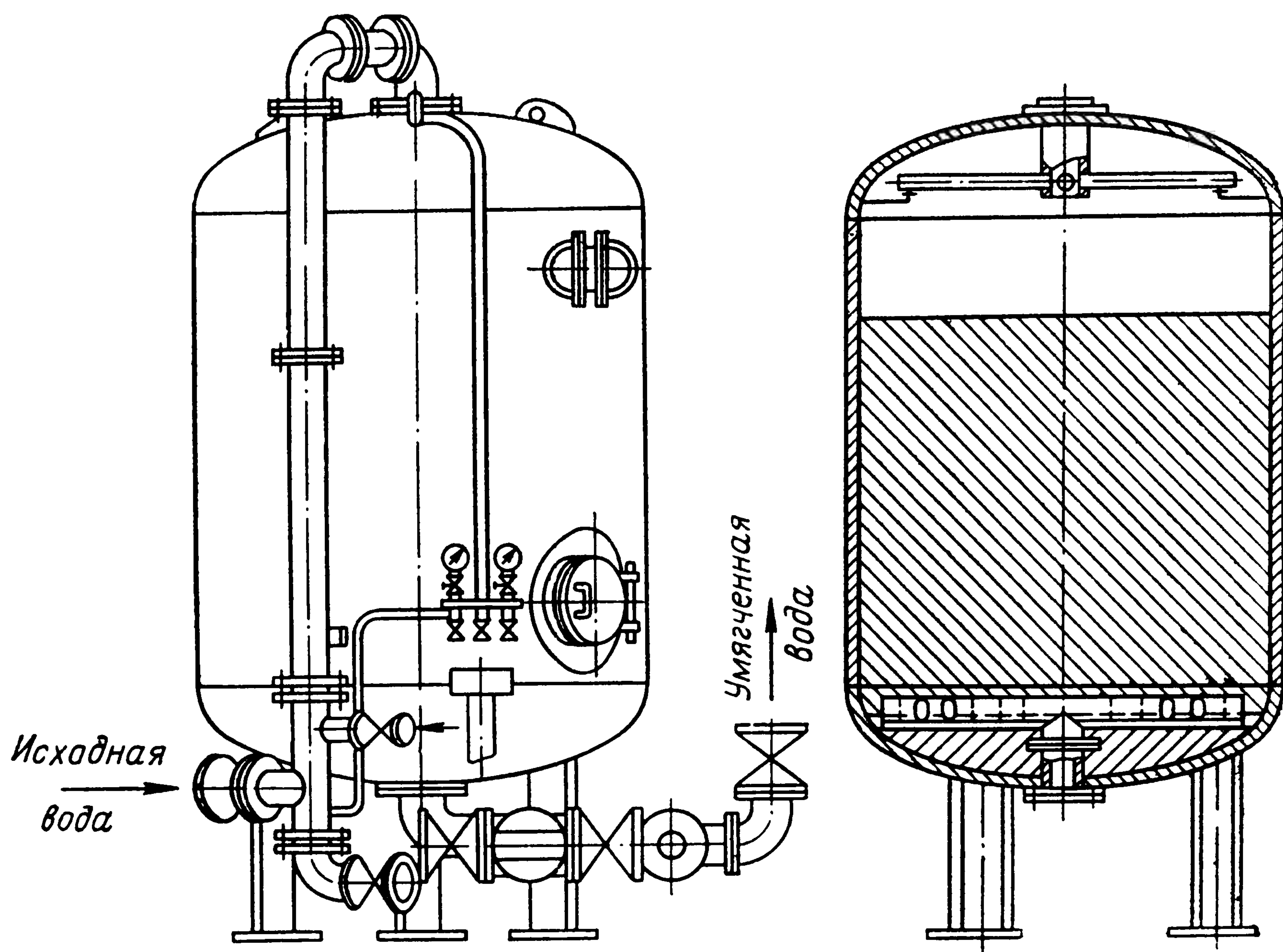


Рис. V.17. Катионитовый фильтр

Общий вид катионитового фильтра показан на рис. V.17. Катионитовые фильтры имеют диаметры от 700 до 3000 мм и высоту примерно от 3 до 6 м. Фильтр заполняют катионитом приблизительно на $^2/_3$ его высоты. В нижней части катионитового фильтра располагается дренажное устройство, предназначенное для равномерного распределения воды по сечению фильтра.

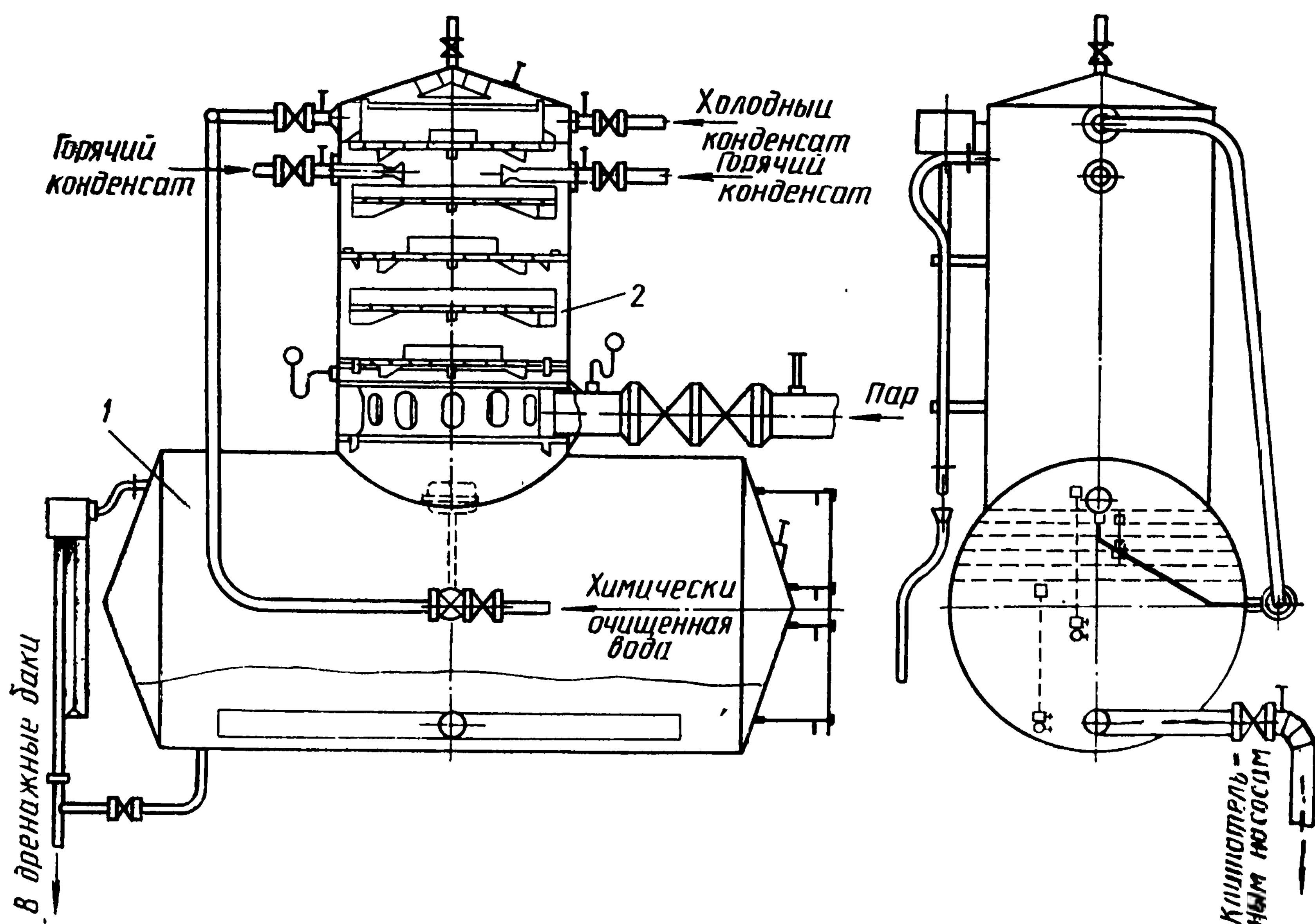


Рис. V.18. Смешивающий деаэратор атмосферного типа

Это устройство состоит из коллектора и системы труб и закрепляется в бетонной подушке. Фильтр имеет ряд задвижек, с помощью которых он включается в работу, производятся взрыхление. регенерация и промывка его после регенерации. Катионитовый фильтр регенерируют 2—3 раза в сутки.

Деаэрация питательной воды. Рассмотренные способы обработки воды обеспечивают ее умягчение, но при этом из нее не удаляются растворенные агрессивные газы — кислород O_2 и углекислый газ CO_2, вызывающие коррозию стенок котла. Содержание указанных газов в питательной воде не должно превышать допустимых пределов.

Процесс удаления из воды растворенных газов называется *дегазацией, или деаэрацией.* В настоящее время известно несколько способов деаэрации — термический, химический, электромагнитный и др.

Наибольшее распространение получил *термический способ деаэрации воды*, основанный на том, что растворимость газов в воде с повышением ее температуры уменьшается, а при температуре ее кипения газы почти полностью удаляются из воды. Таким способом газы удаляются из воды в специальных устройствах — *термических деаэраторах*. Существует несколько типов термических деаэраторов.

В паровых котельных применяют смешивающие деаэраторы атмосферного типа. Такой деаэратор (рис. V.18) состоит из горизонтального цилиндрического бака *1* и установленной на нем вертикальной колонки *2* диаметром 1—2 м и высотой 1,5— 2 м. Деаэраторный бак, который часто называют баком-аккумулятором, предназначен для сбора и хранения дегазированной воды и обычно является питательным баком.

Принцип работы деаэратора заключается в следующем.

Вода, подлежащая дегазации, подается в верхнюю часть колонки. Греющий пар поступает в колонку снизу и, поднимаясь, соприкасается с водой, движущейся ему навстречу. При движении вниз вода проходит через систему специально установленных в колонке дырчатых листов (тарелок), разбиваясь на мелкие струйки. В результате непосредственного контакта с паром вода нагревается до кипения.

Растворенные газы выделяются из нее и вместе с небольшим количеством несконденсировавшегося пара (выпар) отводятся через верхний штуцер колонки, а деаэрированная вода собирается внизу в баке. Давление в колонке атмосферного деаэратора поддерживается в пределах 105—120 кПа, а температура воды — 102—104°C.

Расход пара на термический деаэратор $D_д$, кг/ч, составляет

$$D_д = \frac{D(i'' - i')}{(i - i'')\eta}, \qquad (V.17)$$

где D — полное количество деаэрируемой воды, кг/ч; i'' — энтальпия воды в деаэраторе, равная 435 кДж/кг при давлении $p = 120$ кПа; i' — энтальпия воды перед входом в деаэратор, кДж/кг; i — энтальпия греющего пара, кДж/кг; η — КПД, учитывающий потери тепла деаэратором и равный 0,98—0,99.

Для повышения эффекта деаэрации применяют продувку (барботирование) воды в баке паром. Для этого в нем размещают барботажное устройство — дырчатые трубы или коробку с дырчатыми листами, через которые подается пар с давлением выше давления пара, поступающего в колонку.

Для обеспечения нормальной работы деаэратор оборудуется различными запорно-регулирующими устройствами, водоуказательными стеклами, манометром и другими приборами.

Технические характеристики атмосферных деаэраторов приведены в табл. V.7.

Кроме деаэраторов атмосферного типа применяют деаэраторы повышенного давления (0,6—0,7 МПа) на тепловых электростанциях и вакуумные с давлением ниже атмосферного (в котельных с водогрейными котлами). Так как в водогрейной котельной отсутствует пар, дегазация осуществляется за счет вакуума, создаваемого водоструйным эжектором.

Вакуумный деаэратор, как и атмосферный, состоит из бака-аккумулятора и колонки. Схема вакуум-деаэраторной установки показана на рис. V.19. Вода после химической водоподготовки проходит через охладитель выпара и поступает в колонку деаэратора. Из колонки вода стекает в бак-аккумулятор, где

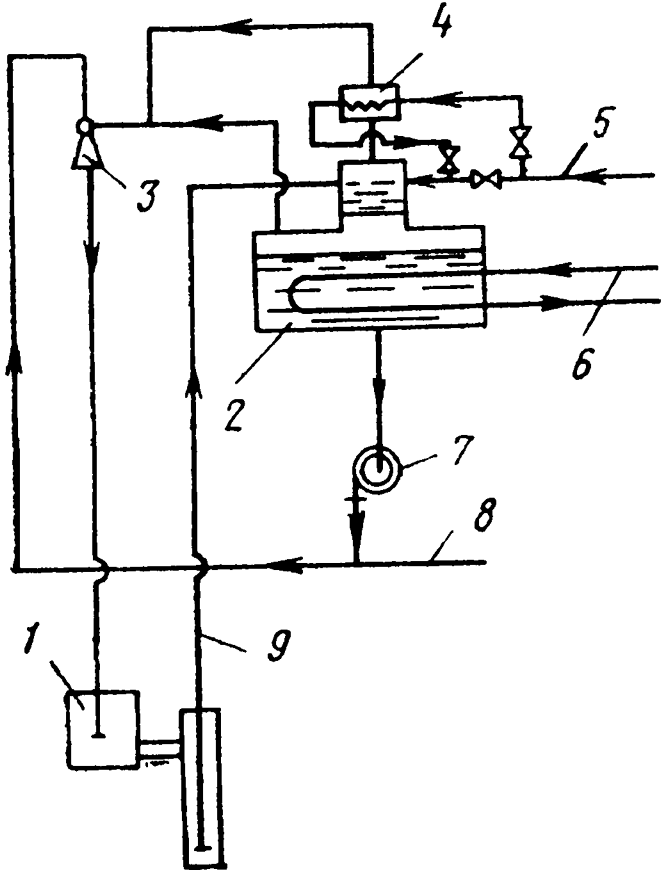


Рис. V.19. Схема вакуумной дегазации для водогрейной котельной

1 — расходный бак; *2* — дегазаторный бак; *3* — эжектор; *4* — охладитель выпара; *5* — вода после химводоочистки; *6* — горячая вода; *7* — подпиточный насос; *8* — вода на подпитку; *9* — подача воды в деаэратор (за счет разрежения)

она подогревается до кипения горячей сетевой водой, циркулирующей в змеевике, который установлен внутри бака-аккумулятора.

Такие деаэраторы работают при давлении в среднем 20—30 кПа, чему соответствует температура кипения воды около 60—70 °С. Из деаэрационного бака-аккумулятора вода подается подпиточными насосами во всасывающую магистраль сетевых насосов и частично отводится к эжектору, с помощью кото-

Таблица V.7. **Технические характеристики атмосферных деаэраторов**

Характеристика	Деаэраторы типа ДСА						
	Производительность колонки, т/ч						
	5	10	15	25	50	75	100
Давление деаэратора, кПа	118	118	118	118	118	118	118
Температура воды, °С	104	104	104	104	104	104	104
Диаметр, мм:							
колонки	450	700	700	1112	1200	1200	1200
бака	1200	1600	1600	2000	2000	2200	2200
Полная длина деаэратора, мм	4800	5046	6504	6504	6504	8550	12 050
Высота деаэратора, мм	2709	3155	3155	3600	3750	3960	3987
Полезная емкость бака-аккумулятора, м³	4	7,5	10	15	15	35	50

Характеристика	Барботажные деаэраторы типа ДСА. Производительность колонки, т/ч						
	5	10	15	25	50	75	100
Давление деаэратора, кПа	118	118	118	118	118	118	118
Температура воды, °С	104	104	104	104	104	104	104
Диаметр, мм:							
колонки	530	720	800	1200	1200	1200	1200
бака	1200	1600	1600	2000	2200	2200	3000
Полная длина деаэратора, мм	4800	5046	6504	6504	8550	12 050	9350
Высота деаэратора, мм	2709	3155	3155	3800	3960	3962	4785
Полезная емкость бака-аккумулятора, м^3	4	7,5	10	15	25	35	50

рого создается вакуум в деаэраторе. Вода в деаэратор подается за счет атмосферного давления (поскольку в деаэраторе разрежение), а в некоторых случаях специальным насосом.

Дегазация воды химическим способом осуществляется путем сульфитирования, т. е. введения в нагретую (до 80° С) питательную воду раствора сульфита натрия Na_2SO_3. Этот способ по сравнению с термической дегазацией более дорогой и поэтому не получил широкого распространения.

Глава VI. КАРКАС, ОБМУРОВКА, ГАРНИТУРА И АРМАТУРА КОТЛА

§ 29. КАРКАС, ОБМУРОВКА И ГАРНИТУРА КОТЛА

Каркас котла — металлическая конструкция, предназначенная для поддержания барабана, трубной поверхности нагрева, коллекторов, а также обмуровки лестниц с площадками и других элементов оборудования котла. В современных котельных агрегатах каркасы, выполняемые в виде рамной конструкции, состоят из основных колонн и балок, несущих главную нагрузку, и вспомогательных балок, служащих для обвязки и придания жесткости каркасу, а также для крепления обмуровки, гарнитуры и других деталей котла. Основные колонны и балки обычно выполняются составными из двутавров или швеллеров требуемого сечения. Детали каркаса, соединяемые с помощью сварки или на болтах, устанавливают на специальный фундамент, который выполняется, как правило, из железобетона и является самостоятельным, не связанным с фундаментом здания котельной.

Каркас котла крепится к фундаменту с помощью опорных башмаков колонн или плит, которые заделывают в фундамент путем заливки их бетоном или анкерными болтами. Опорные башмаки выполняют из листовой стали и угольников. Нижняя плоскость их рассчитывается с учетом допускаемого удельного давления на фундамент.

Все основные колонны и балки размещают вне газоходов котла. Как правило, их не заделывают в обмуровку, благодаря чему они предохраняются от чрезмерного нагрева и возможности появления дополнительных температурных напряжений.

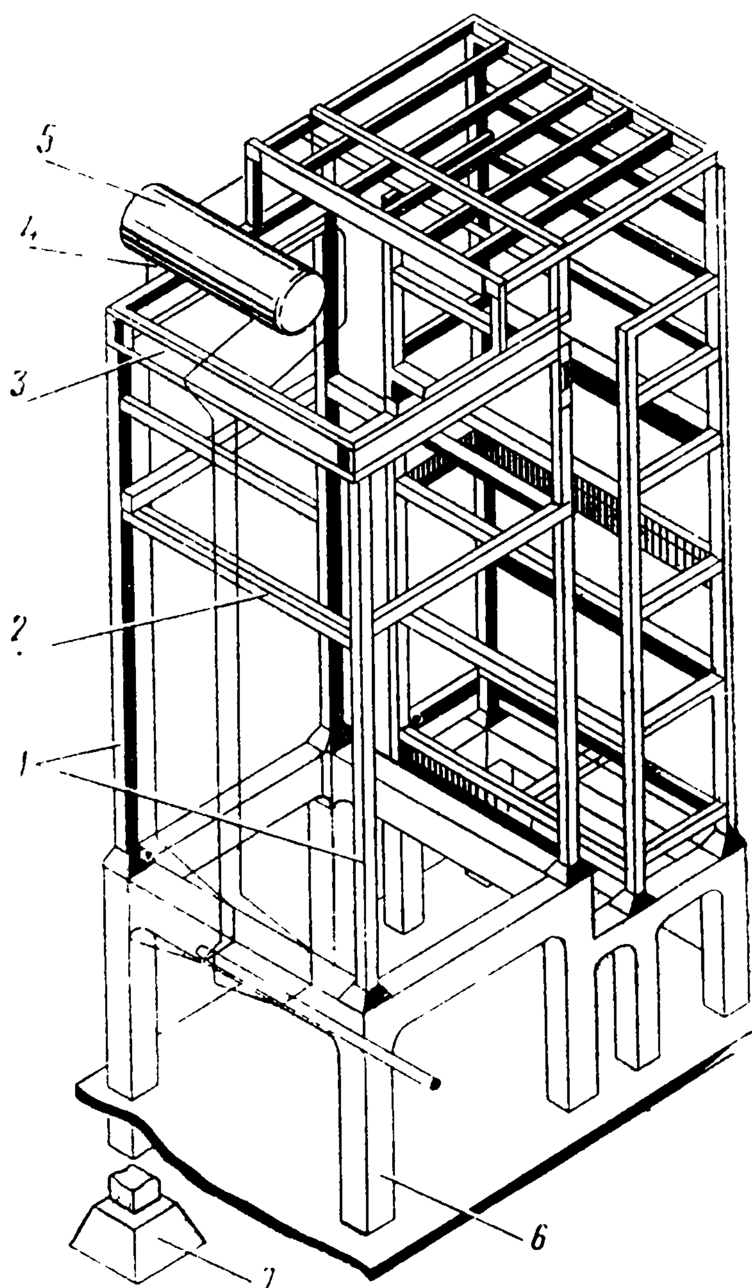


Рис. VI.1. Общий вид каркаса котельного агрегата

На рис. VI.I показан общий вид каркаса котла, состоящего из колонн *1*, которые установлены на фундаменте *6* с железобетонным основанием *7*. Вертикальные колонны сверху соединяются горизонтальными балками *3*, а посредине — балками *2*. При креплении балок к колоннам предусматривают возможность их расширения при нагревании. В передней части каркаса на горизонтальные балки устанавливают барабан котла *5* с помощью специальных опор *4*. В задней его части располагают водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Крепления барабанов котла, коллекторов, водяных экономайзеров должны допускать свободное их расширение при нагревании, благодаря чему обеспечивается снижение в них температурных напряжений.

Обмуровка котла — стены котельного агрегата — предназначена для тепловой и гидравлической изоляции котла от окружающей среды. Для обеспечения нормальной работы котлоагрегата обмуровка должна обладать необходимыми механической прочностью, плотностью, температуростойкостью и хорошими теплоизолирующими свойствами.

Тепловая изоляция уменьшает потери тепла в окружающую среду и обеспечивает допустимую температуру наружной поверхности обмуровки, которая по санитарно-гигиеническим условиям не должна превышать 50—60 °С.

Обмуровка достаточной плотности предохраняет от подсоса

воздуха в топку и газоходы, а при некоторых условиях работы котлоагрегата — от проникания дымовых газов в рабочее помещение, что недопустимо по условиям техники безопасности. При подсосе воздуха увеличиваются потери тепла с уходящими газами q_2, а также повышается расход электроэнергии на дымососную установку вследствие увеличения ее загрузки.

В прошлом обмуровка котлов устраивалась только из обыкновенного глиняного и огнеупорного кирпича. В настоящее время в современных котлах она выполняется в виде комбинированной конструкции, состоящей из кирпича различных типов, изоляционных материалов, металлических скрепляющих деталей, а также уплотняющих замазок и металлической обшивки. При устройстве обмуровок наибольшее применение находят обыкновенный глиняный кирпич, огнеупорный шамотный, диатомовый и др.

Таблица VI.1. **Кирпич, применяемый для обмуровки котлов**

Кирпич	Марка	Размеры (длина×ширина×толщина), мм	Огнеупорность, °С
Глиняный:			
обыкновенный	50, 75, 100, 125, 150	250×120×65	550—600
легковесный	А, Б, В	250×120×65	—
Диатомовый, обжиговый	$К_1$	250×123×63	900
	$К_2$	230×113×65	900
	$К_3$	230×113×40	900
Пенодиатомовый обжиговый	—	250×123×65	950
Шамотный большой:			
нормальный	А, Б, В	250×123×65	1580—1730
клиновой	А, Б, В	250×123×65	1580—1730
Шамотный малый:			
нормальный	А, Б, В	250×113×65	1580—1730
клиновой	А, Б, В	250×113×65	1580—1730
Шамотный легковесный	—	250×113×65	1610—1750

Обыкновенный кирпич вследствие недостаточной огнеупорности используется для кладки наружной части обмуровки и газоходов с пониженной температурой дымовых газов (до 600 °С). Огнеупорный кирпич (главным образом шамотный) используется для внутренней части обмуровки в местах с высокой температурой газов — в топочной камере, первом газоходе и т. п.

Некоторые характеристики кирпича, применяемого для обмуровок котлов, даны в табл. VI.1.

По конструктивному оформлению обмуровки делятся на тяжелую, облегченную и натрубную. Тот или иной тип обмуровки применяется в зависимости от мощности и конструкции котлоагрегата.

Тяжелая обмуровка (рис. VI.2) обычно применяется в котлах малой и средней паропроизводительности и устраивается в

1,5—2,5 кирпича в два слоя (380—640 мм). Внутренний слой обмуровки выкладывается из огнеупорного (в большинстве случаев шамотного) кирпича и называется *футеровкой.* Внешний слой выполняется из обыкновенного кирпича. Обе части обмуровки кладут независимо друг от друга. Для устойчивости ее при небольшой высоте стен через каждые четыре—шесть рядов между слоями делают перевязку путем выпуска огнеупорных кирпичей. При более высоких стенах (при относительно больших размерах топочной камеры) кладку обмуровки разделяют

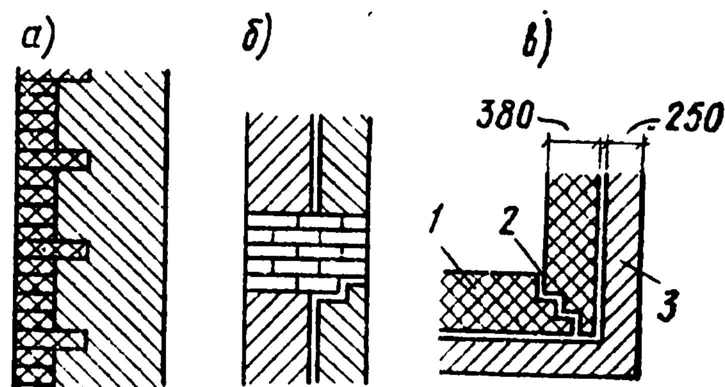


Рис. VI.2. Кладка обмуровки

а — вперевязку; *б* — с разделением на участки; *в* — конструкция температурных швов; *1* — футеровка; *2* — асбестовый шнур; *3* — облицовка

на участки и тем самым разгружают футеровку по высоте. В противном случае перевязывающие кирпичи могут ломаться (особенно при высокой температуре) и связь между их слоями нарушается.

Для возможности теплового расширения в кладке предусматриваются температурные швы, заполняемые для плотности асбестовым шнуром.

Тяжелая обмуровка опирается на собственный фундамент.

Облегченная обмуровка применяется в котлоагрегатах средней и большой паропроизводительности. Выполняется она в виде двух или трех слоев общей толщиной не более 300—500 мм. Внутренний ее слой — футеровка, средний слой — изоляционный, внешний — обмуровочный. Для предохранения обмуровки от механических повреждений и создания необходимого уплотнения ее снаружи дополнительно обшивают металлическими листами толщиной 3—4 мм. Такая обмуровка через 1,5—2 м по высоте крепится к каркасу. Конструкции креплений могут быть различными, чаще всего используют чугунные крюки (кляммеры).

Одна из конструкций облегченной обмуровки и ее крепление показаны на рис. VI.3. В кирпичной стенке выкладывают ряды фасонного кирпича *1* и *2*, соединяя их крюками *3*, которые крепятся к горизонтальным трубам *4*, приваренным к обшивке и каркасу котла. Такое крепление устраивается примерно через 1—1,5 м по высоте стенки обмуровки.

Натрубная обмуровка применяется в котлоагрегатах большой паропроизводительности. Она состоит из нескольких слоев теплоизолирующей массы, которая накладывается непосредственно на трубы и удерживается с помощью приваренных к трубам шипов, крюков и проволочной сетки. Теплоизолирующая

масса такой обмуровки состоит из слоя огнеупорной хромитовой массы, легковесного бетона и изоляционных плит. Кроме того, наносится уплотняющая штукатурка и газонепроницаемая обмазка.

В некоторых котлах такая обмуровка выполняется в виде плит, изготовляемых из огнеупорных и изоляционных масс. Плиты имеют проволочный каркас и крепятся к экранным трубам.

Ответственной частью всякой обмуровки являются потолочные перекрытия топок и газоходов. Потолочные перекрытия мо-

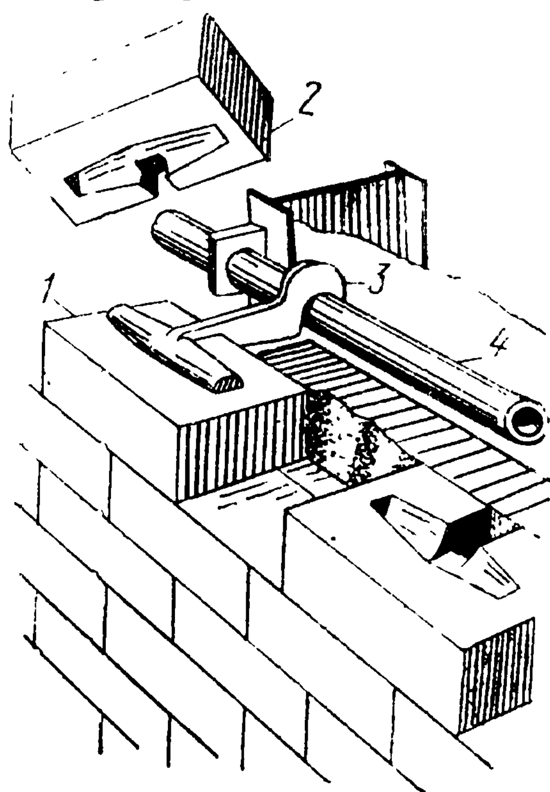


Рис. VI.3. Облегченная обмуровка и ее крепление

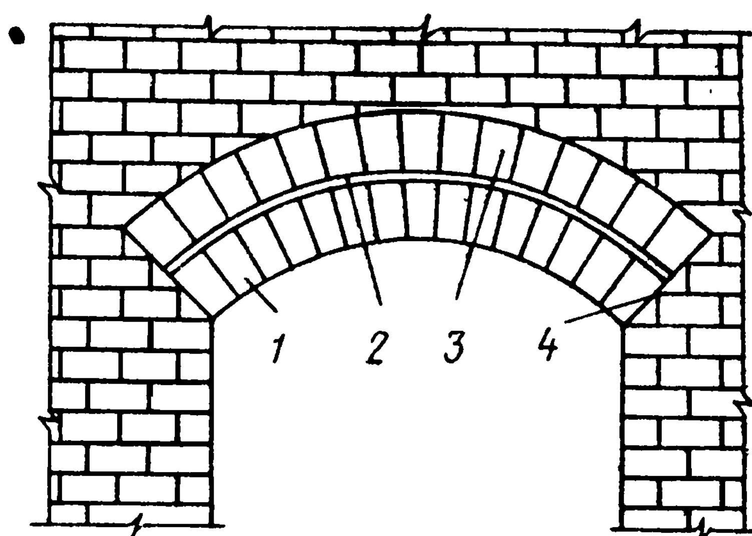


Рис. VI.4. Кирпичный свод

1 — огневой свод; *2* — зазор; *3* — несущий свод; *4* — пята свода

жно выполнять в виде арочных сводов при ширине пролета не более 2,5—3 м и подвесными при большей ширине пролета, например в современных котлах средней и большой мощности.

Арочные своды (рис. VI.4) выполняют из огнеупорного кирпича клиновидной формы. Для обеспечения надежности их выкладывают в два ряда с зазором, допускающим свободное их расширение при нагревании. Верхний ряд воспринимает нагрузку от массы верхних слоев кирпичей и тем самым разгружает нижний свод, который подвергается непосредственному воздействию горячих газов.

Подвесные своды устраивают из фасонных шамотных кирпичей, которые с помощью специальных тяг — крюков подвешиваются к балкам каркаса. Подвеска кирпичей может быть групповой и индивидуальной (рис. VI.5).

Для предотвращения подсоса воздуха через неплотности и снижения тепловых потерь в окружающую среду сверху свод покрывают диатомовым кирпичом или плитами, а также металлическими листами. В местах сопряжения свода со стенами топки предусматриваются температурные швы, заполняемые асбестовым шнуром.

Для защиты барабанов, коллекторов и других металлических деталей котла, соприкасающихся с горячими газами, от

возможного перегрева и «разъедания» жидкими шлаками их покрывают огнеупорной массой — торкретом или специальными обмазками. Существует несколько видов огнеупорной массы, отличающихся составом входящих в них компонентов. Наибольшее распространение получили торкреты, состоящие из шамотно-глиняной или шамотно-хромитовой массы и жидкого стекла.

Металлическую поверхность деталей котла перед нанесением торкретной массы закрывают картоном или толем, затем на

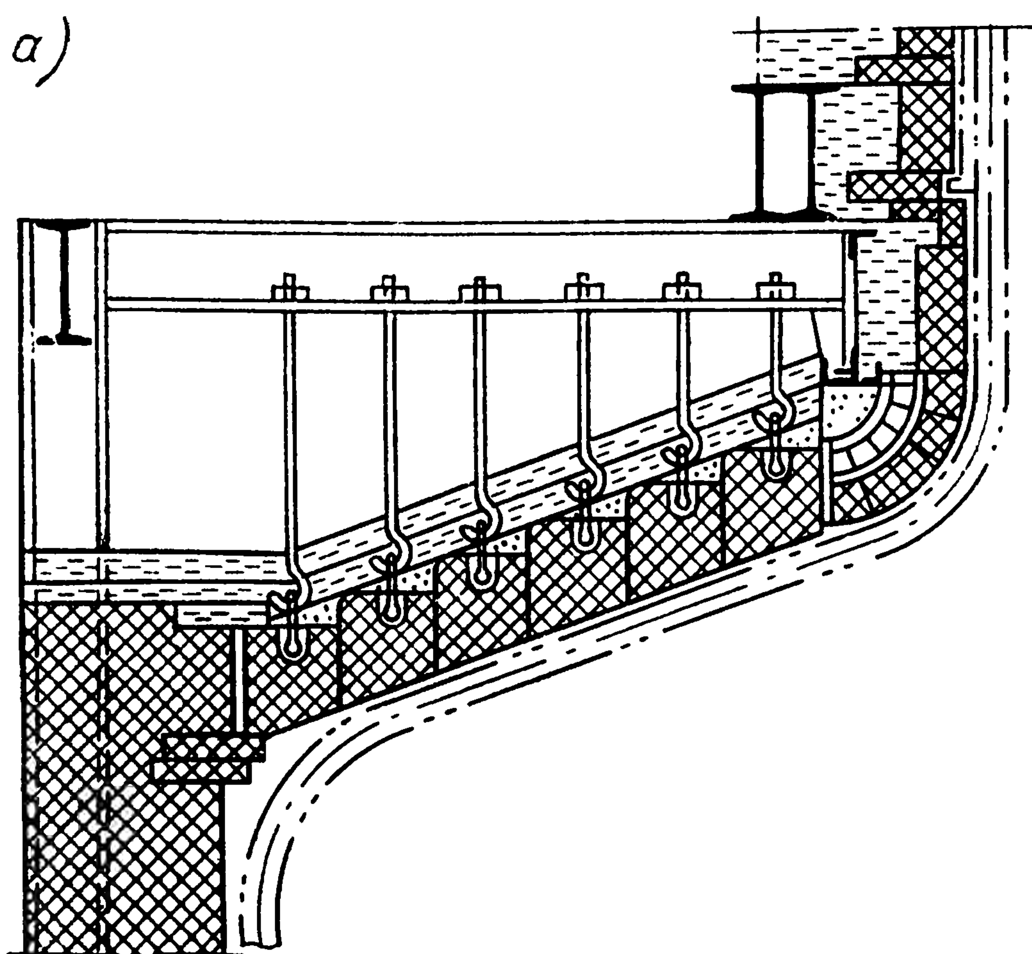
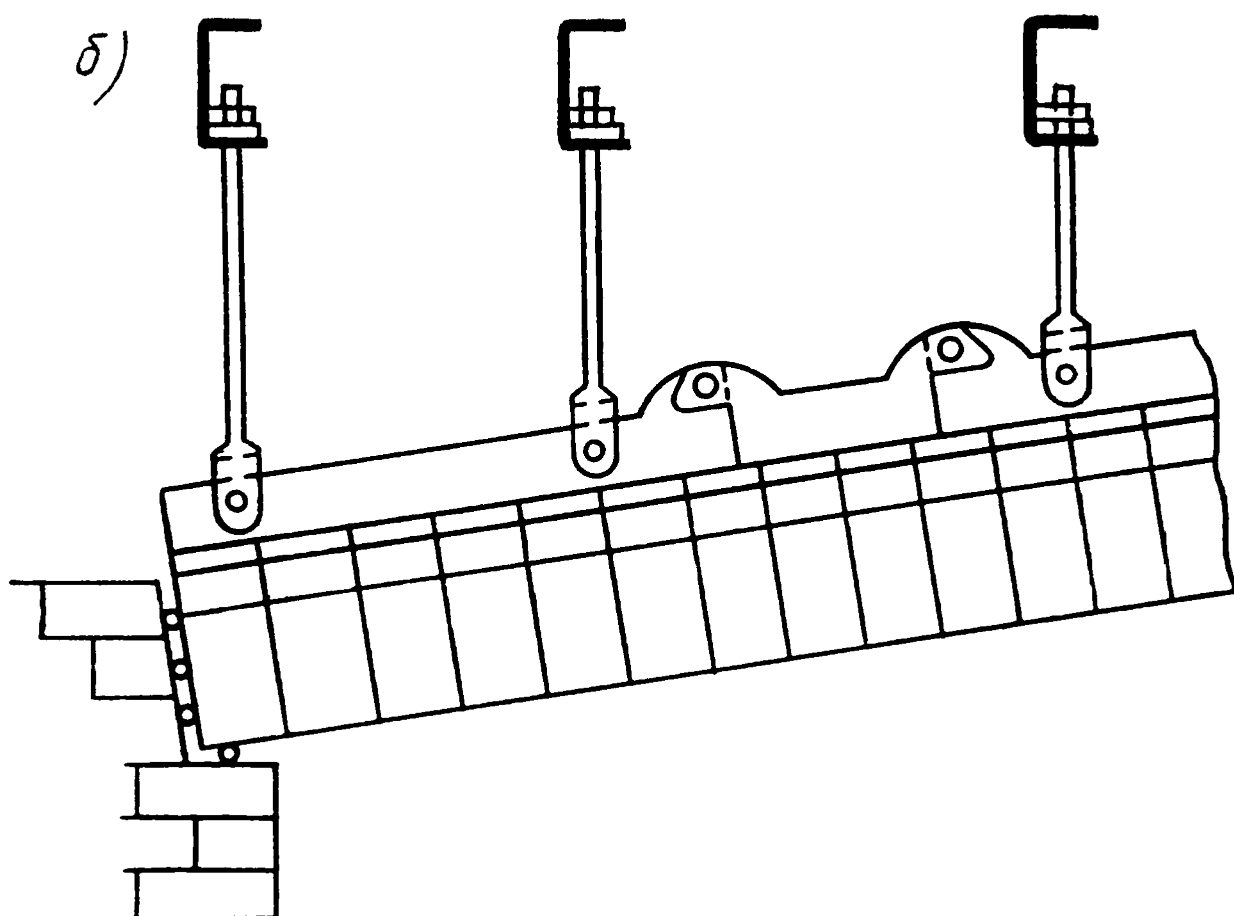
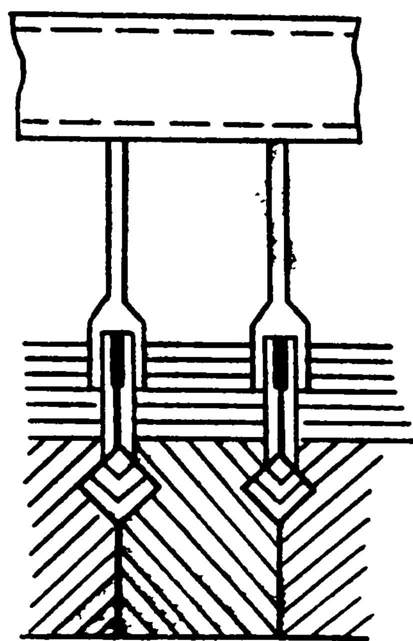


Рис. VI.5. Подвесной свод с индивидуальной (*а*) и групповой (*б*) подвеской кирпичей





Бетон или масса	Марка	Составляющие и их расход на 1 м³ раствора							Допускаемая максимальная температура, °С	Область применения
		портландцемент марки 400	глиноземистый цемент марки 400	шамот тонкомолотый	шамотный песок	шамотный щебень	огнеупорная глина	жидкое стекло		
Шамотобетон	100—150	300 кг	—	300 кг	500 кг	700 кг	—	—	1100—1200	Обмуровка котлов
	110—150	—	300 кг	—	750 »	750 »	—	—	1200—1300	
Набивная масса	—	—	—	—	40 %	50 %	10 %	5—5,5 кг (на 1000 кг сухой смеси)	—	Опорные балки, рамы, короба, трубы
	1	—	—	—	70 %	—	25 %	5 %	—	Покрытие барабанов и коллекторов экранов
Торкретная масса	2	—	15 %	—	75 %	—	10 %	—	—	То же

специальный каркас из проволоки диаметром 5—6 мм послойно наносят торкретную массу. В процессе работы котла картон и толь выгорают, образуя зазор, который обеспечивает свободное расширение деталей котла. В местах прохода через обмуровку труб и других деталей котла должно быть также обеспечено свободное их расширение.

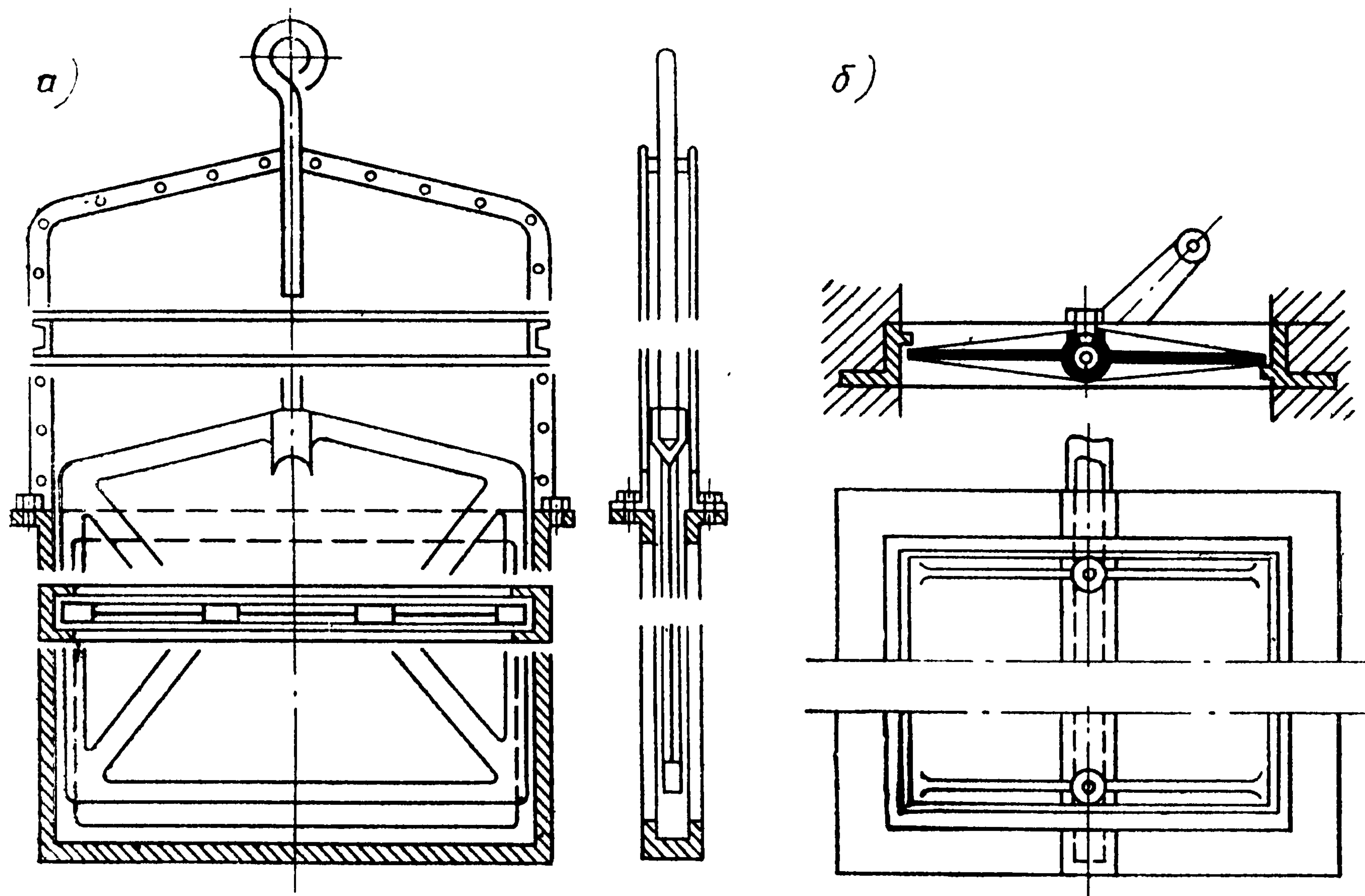


Рис. VI.6. Дымовые заслонки
а — шиберная; *б* — поворотная

Для этого в обмуровке предусматривают щели, которые соответствующим образом уплотняют асбестом для предотвращения подсоса воздуха внутрь котлоагрегата. Конструкции уплотнений щелей могут быть разными: асбестовая набивка, заполнение изоляционным материалом в виде торкретной массы и др. Состав и некоторые свойства жароупорных бетонов, набивных и торкретных масс даны в табл. VI.2.

После окончания монтажа или ремонта обмуровка очень медленно просушивается. В зависимости от ее типа сушка продолжается в течение 10—20 дней.

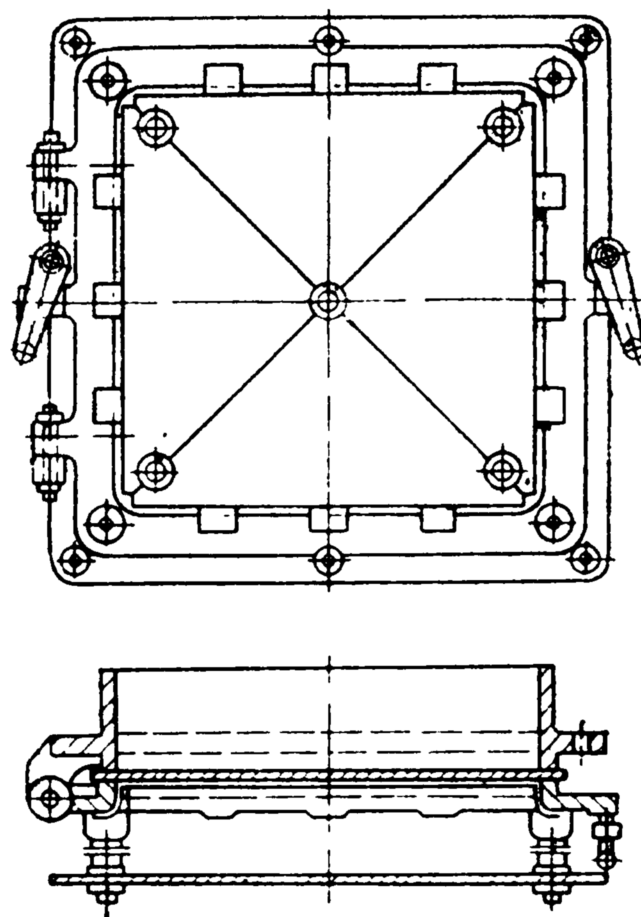


Рис. VI.7. Взрывной предохранительный клапан

Гарнитура. Гарнитурой котлоагрегата принято называть устройства, предназначенные для обслуживания котла и наблюдения за его работой. К гарнитуре относятся загрузочные и шуровочные дверцы, лазы с дверками, воздушные и газовые заслонки, гляделки, шлаковые и золовые затворы, взрывные клапаны, лючки и золообдувочные аппараты.

Лазы служат для осмотра, ремонта и очистки газоходов от золы, а также для шуровки слоя топлива. Лазы выполняются в виде чугунных рам, заделываемых в обмуровку, к которым крепятся дверки размером 400×450 мм.

Для регулирования тяги и перекрывания борова служат чугунные *заслонки* (рис. VI.6), которые выполняются поворотными и шиберными (опускными).

Взрывные клапаны устанавливают с целью предохранения обмуровки от разрушения при внезапном взрыве горючих газов или пыли в котле. Взрывной клапан (рис. VI.7) состоит из рамы с закрепленным в ней асбестовым или тонким металлическим листом с надрезом. При взрыве горючей смеси давление в газоходе повышается, при этом лист в клапане разрывается и через образовавшееся в нем отверстие дымовые газы выпускаются в атмосферу, что и предохраняет обмуровку от разрушения.

Обдувочные аппараты предназначены для удаления летучей золы и сажи с внешней поверхности нагрева котла струей пара или сжатого воздуха. В последнее время применяется способ очистки поверхности нагрева от золы путем обмывки ее водой или с помощью чугунной дроби.

§ 30. АРМАТУРА И КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ КОТЛА

Для обеспечения безопасной и бесперебойной работы котлоагрегат оборудуется соответствующей арматурой и контрольно-измерительными приборами (КИП). К арматуре котла относятся: предохранительные, питательные и обратные клапаны, вентили и задвижки, а также водоуказательные и продувочные устройства. К контрольно-измерительным приборам, предназначенным для наблюдения и контроля за процессом работы котлоагрегата, относятся: манометры, тягомеры, термометры, расходомеры и др.

Предохранительные клапаны представляют собой устройства, служащие для выпуска пара из котла в атмосферу, когда давление в нем превышает допустимое. Предохранительные клапаны изготовляют нескольких видов: в котлах высокого давления применяют рычажные (рис. VI.8) и пружинные предохранительные клапаны.

Каждый котлоагрегат снабжается двумя независимыми предохранительными клапанами, устанавливаемыми на патрубках в верхней части барабана. Один из клапанов рабочий, другой

контрольный, который заключается в специальный кожух и опломбируется инспектором Госгортехнадзора СССР.

Паровые котлы низкого давления для обеспечения безопасности эксплуатации снабжаются предохранительными выкидными приспособлениями (гидрозатворами) или клапанами конструкции инж. Шеренциса. Обычные рычажные или пружинные предохранительные клапаны на таких котлах не устанавливают.

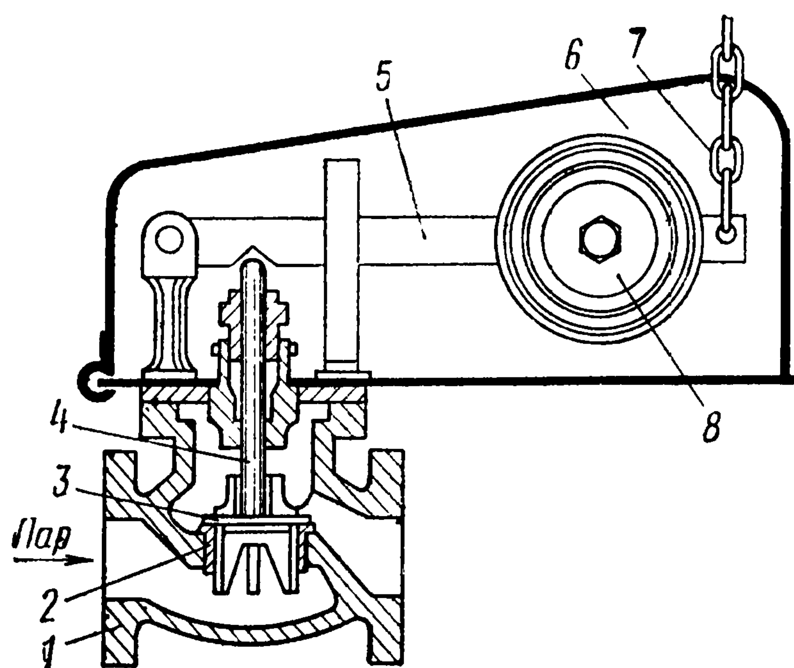


Рис. VI.8. Рычажный предохранительный клапан

1 — корпус; *2* — седло клапана; *3* — тарелка; *4* — шток; *5* — рычаг; *6* — кожух; *7* — цепочка для продувки клапана; *8* — груз

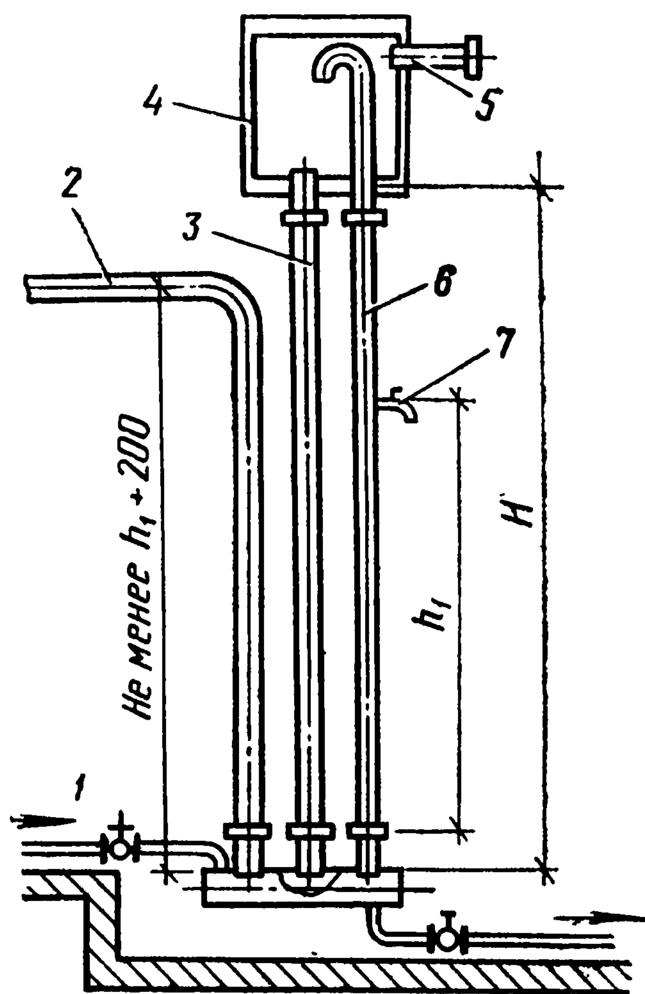


Рис. VI.9. Предохранительное выкидное устройство

Предохранительное выкидное устройство (рис. VI.9) присоединяется к паровому пространству котла и срабатывает тогда, когда давление пара в котле превышает рабочее давление примерно на 10 кПа. Работа его осуществляется следующим образом: вначале трубы *2*, *3* и *6* заполняются (через подвод *1*) водой до пробного крана *7*. В процессе работы котла пар вытесняет воду из трубы *2* и уровень ее понижается, а в трубах *3* и *6* — повышается и их столб воды уравновешивает давление пара. При повышении давления пара в котле выше допустимого вода из трубы *2* вытесняется до тех пор, пока избыточный пар не выйдет в бак *4* и в атмосферу через трубу *5*. Когда давление в котле понизится, вода из бака по трубе *3* вновь заполнит трубы выкидного устройства. Высота его H выбирается в соответствии с предельным (рабочим) давлением пара в котле: при давлении 50, 60 и 70 кПа она соответственно принимается равной 6, 7 и 8 м. Высота заполнения $h_1 \approx 0{,}56H$.

Предохранительный клапан инж. Шеренциса (рис. VI.10) относится к самопритирающимся, безрычажным, полноподъемным

устройствам. Клапан состоит из трубы (корпуса) *1* с диском (в нижней части), являющимся опорой колпака *3* с пломбируемым затвором, и рычага *2* для проверки клапана. В верхнем конце трубы запрессовано седло *5*, на котором размещен грибок *6*, закрывающий выход пара из котла. К седлу грибок прижимается грузом, имеющим вид опрокинутого стакана с круговой щелью у дна. Величина груза может изменяться с помощью съемных колец *4*, а высота подъема ограничивается колпаком. Клапан устанавливается на котле так, что его корпус сообщается с паровым пространством котла.

При повышении давления в котле выше допустимого грибок с грузом поднимается, и лишний пар удаляется через образовавшуюся щель и пароотводящую трубу *7*. После выпуска пара в атмосферу и соответствующего снижения давления в котле грибок принимает исходное положение.

Запорный вентиль и обратный клапан показаны на рис. VI.11.

Обратный клапан предохраняет котел от утечки воды в случае падения давления в питательной линии. При поступлении воды в котел клапан открыт. При внезапном понижении давления в питательной магистрали клапан под действием собственного веса закрывается и тем самым предохраняет котел от утечки воды и возможной аварии. Обратный клапан устанавливают у барабана на питательной линии.

На питательной линии устанавливают также *регулирующие питательные клапаны*, приводимые в действие вручную или автоматически, которые предназначены для поддержания постоянного уровня воды в барабане котла. На паропроводе устанавливают запорный вентиль (задвижку), а на котлах с давлением более 3,9 МПа — не менее двух запорных органов.

Контроль и наблюдение за уровнем воды в паровом котле ведутся с помощью *водоуказательных приборов*, которые обыч-

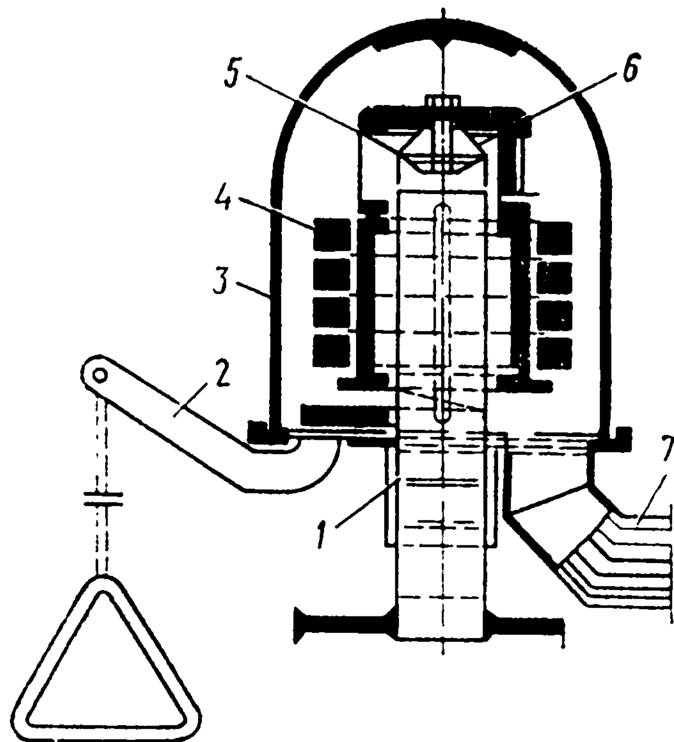


Рис. VI.10. Предохранительный клапан конструкции инж. В. Д. Шеренциса

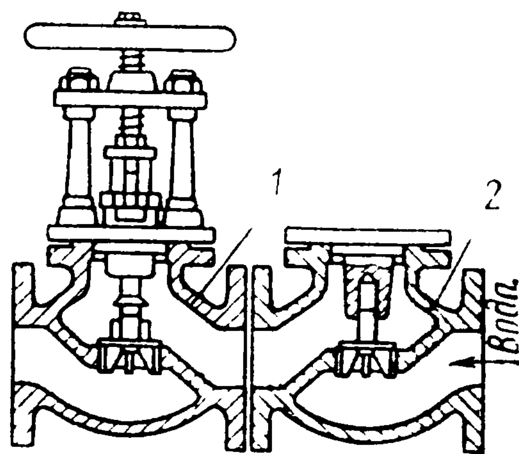


Рис. VI.11. Запорный вентиль *1* и обратный клапан *2*

но выполняются в виде водоуказательных стекол (рис. VI.12). Простейшее водоуказательное стекло состоит из стеклянной трубки, концы которой вставлены в головки кранов, соединенных с водяным и паровым пространствами барабана. Стекло изготовляется в виде толстых рифленых и гладких пластин.

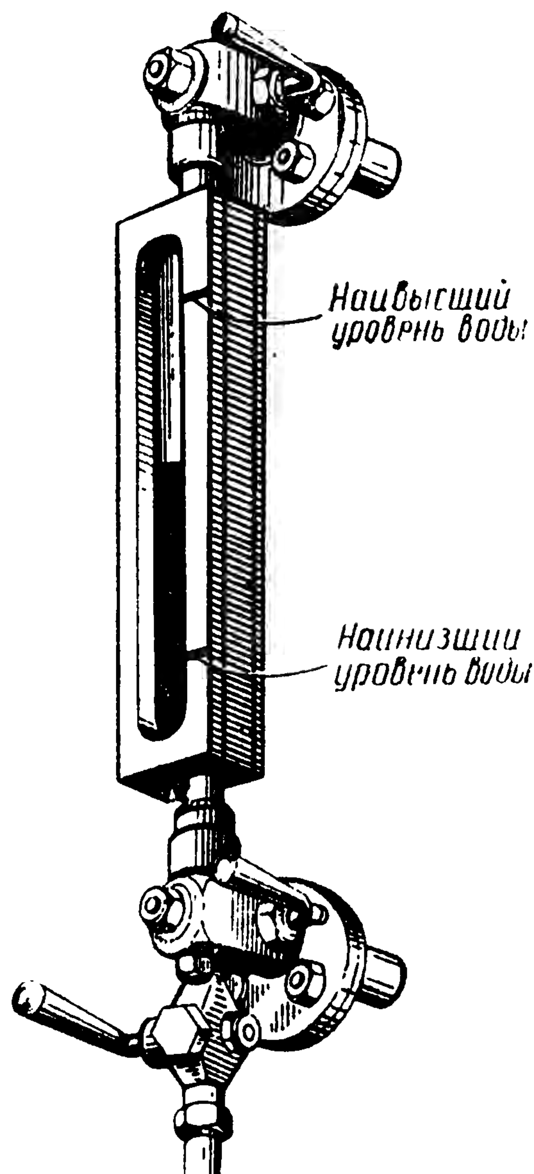


Рис. VI.12. Общий вид водоуказательного стекла

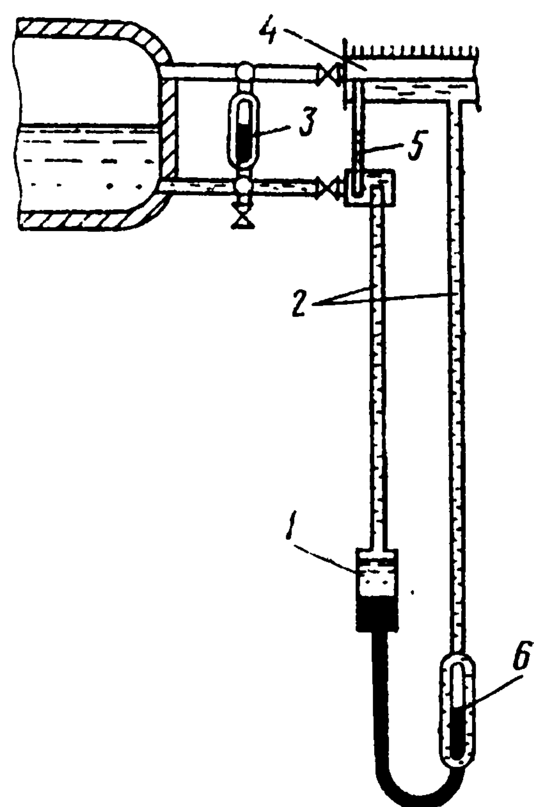


Рис. VI.13. Схема сниженного указателя уровня воды

1 — расширительный сосуд; *2* — соединительные трубки; *3* — верхняя водоуказательная колонка; *4* — конденсационный сосуд; *5* — дренажная трубка; *6* — нижняя водоуказательная колонка

В водоуказателях котлов высокого давления ($p>3{,}9$ МПа) обычно стекла или полностью заменяют слюдой, или защищают с внутренней стороны слоем из слюды, так как слюда лучше, чем стекло, прогивостоит возможным изменениям температуры и менее подвержена «разъедающему» действию щелочной воды.

Котлы с высоким расположением барабанов для удобства наблюдения за уровнем воды в них дополнительно (кроме установленных на барабане) оборудуются сниженными указателями уровня (рис. VI.13). Эти указатели работа-

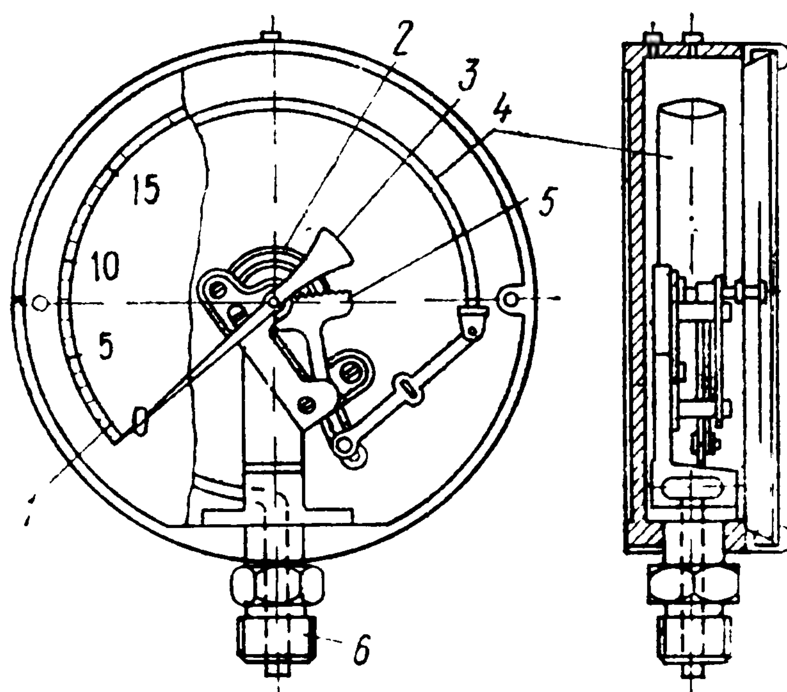


Рис. VI.14. Пружинный манометр

1 — шкала; *2* — пружина; *3* — стрелка; *4* — трубчатая пружина; *5* — зубчатый сектор; *6* — ниппель

ют по принципу уравновешивания двух столбов воды в сообщающихся трубках с помощью специально окрашенной жидкости с плотностью, почти в 2 раза большей, чем плотность воды.

Количество и разнообразие *контрольно-измерительных приборов* (КИП), устанавливаемых на котлах, зависит от их мощности. В первую очередь на котлах всех типов обязательно устанавливают манометр (рис. VI.14).

Манометр — прибор, предназначенный для измерения давления пара и воды; присоединяется он к котлу с помощью изогнутой трубки в виде петли — сифона. В сифоне вследствие охлаждения и конденсации пара образуется водяной затвор, предохраняющий механизм прибора от теплового воздействия пара. Манометр снабжается трехходовым краном с фланцем для присоединения контрольного прибора. На шкале манометра красной чертой отмечается максимально допустимое давление в данном котле, при превышении которого работа не допускается.

В паровом котле манометры устанавливают на барабане котла, а при наличии пароперегревателя — и за ним, а также на питательной линии перед регулирующим органом. В водогрейных котлах манометры размещают на входе и выходе из котла.

Для измерения температуры воды, пара, газов и воздуха на котлах устанавливают термометры различных типов и конструкций. Для измерения расходов используют расходомеры.

Глава VII. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 31. ВЫБОР ВИДА ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ. ТЕПЛОВЫЕ СХЕМЫ КОТЕЛЬНЫХ

При проектировании котельной вначале выявляют характер потребителей и определяют требуемое количество пара или тепла, при этом устанавливают вид теплоносителя и его параметры. При централизованном теплоснабжении для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в качестве теплоносителя, как правило, принимается вода с температурой 150 °С. При наличии предприятий, требующих пар, последний может быть использован и для целей теплоснабжения. Если паровые нагрузки не превышают 20% общих, в качестве теплоносителя можно принять пар и воду. Отпуск пара и горячей воды промышленным предприятиям определяется по их технологическим проектам.

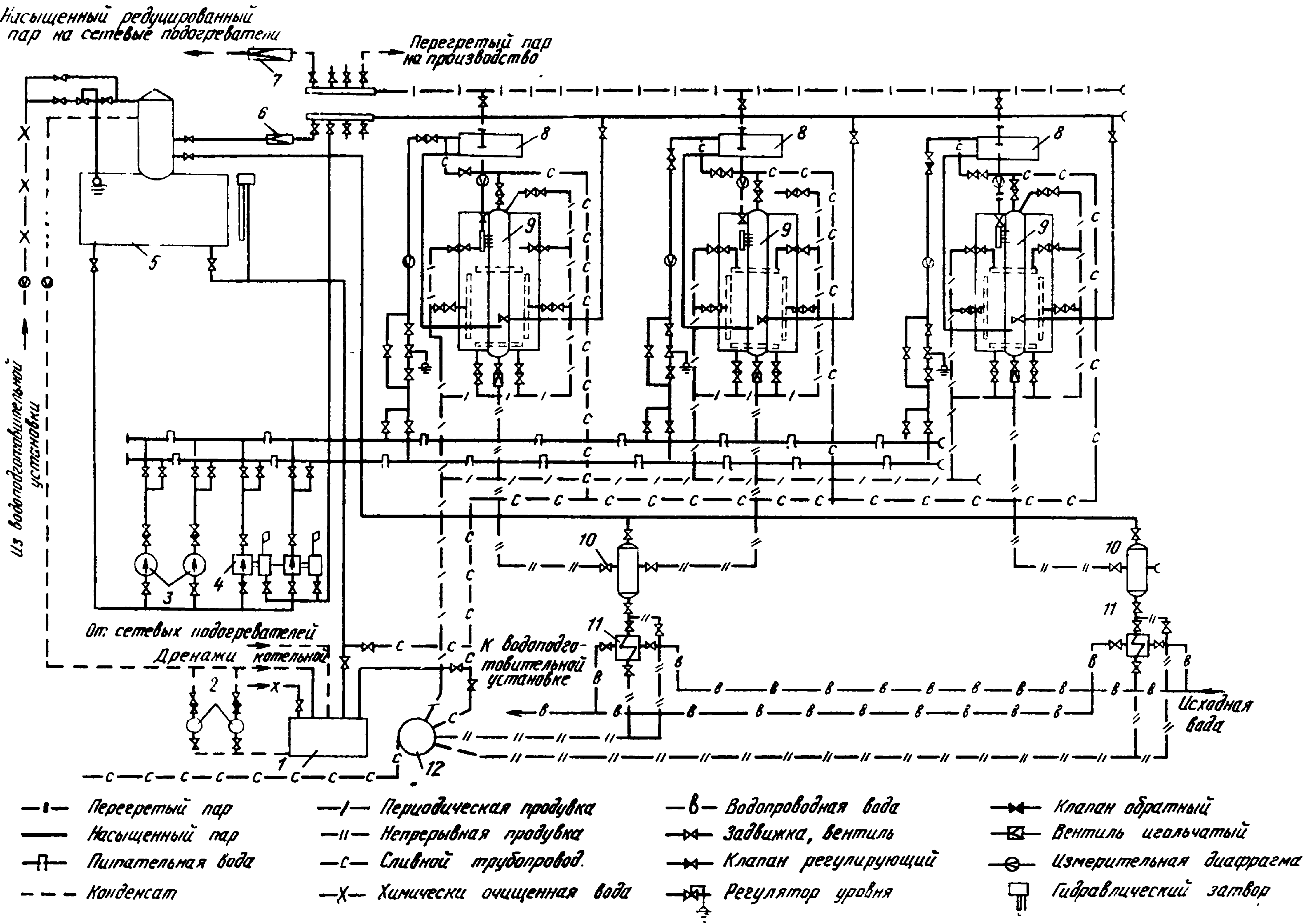


Рис. VII.1. Тепловая схема котельной с паровыми котлами

1 — конденсатный бак; *2* — конденсатные насосы; *3* — питательные центробежные насосы; *4* — питательные паровые поршневые насосы; *5* — деаэратор; *6* — редуктор; *7* — редукционно-охладительная установка; *8* — водяной экономайзер; *9* — котел; *10* — сепаратор непрерывной продувки; *11* — теплообменник; *12* — барботер

После определения вида и параметров теплоносителя, а также полного расхода тепла или пара устанавливают тип и производительность проектируемой котельной. Для стпуска тепла в виде горячей воды проектируется котельная с водогрейными котлами, а если в виде пара — котельная с паровыми котлами. Однако очень часто потребители нуждаются в паре и горячей воде, в этом случае в зависимости от их количественного соотношения можно проектировать котельную с паровыми и водо-

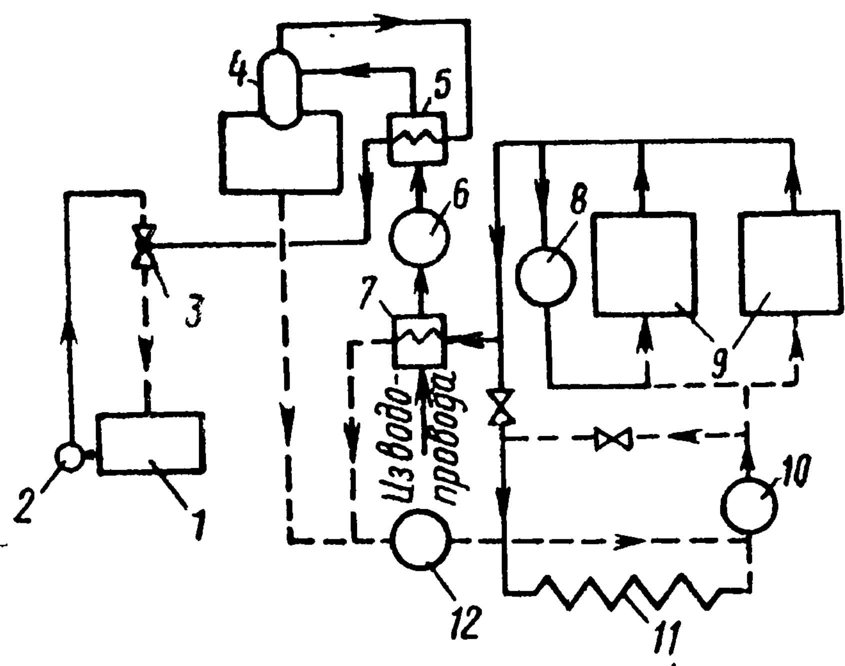


Рис. VII.2. Тепловая схема водогрейной котельной с закрытой системой горячего водоснабжения

1 — бак расходной воды; *2* — эжекторный насос; *3* — водоструйный эжектор; *4* — вакуумный деаэратор; *5* — охладитель выпара; *6* — химводоочистка; *7* — теплообменник; *8* — рециркуляционный насос; *9* — котел; *10* — циркуляционный сетевой насос; *11* — теплосеть; *12* — подпиточный насос

грейными котлами или чисто паровую котельную с подогревателями для нагрева воды.

Число и тип котлов выбирают исходя из годового графика нагрузки котельной. При выборе производительности котлов предпочтение следует отдавать более крупным котлам исходя из расчета, что они полностью будут покрывать нагрузку в зимний период, а в летний — их можно по очереди останавливать на ремонт. Желательно, чтобы все котлы, устанавливаемые в котельной, были однотипными и одинаковой производительности. Число их не должно быть меньше двух и больше четырех—шести (последнее число относится к чугунным котлам). Резервные котлы, как правило, не предусматриваются, за исключением тех случаев, когда по условиям технологии производства перерыв или сокращение в снабжении теплом или паром не допускается.

Установив вид и параметры теплоносителей и выбрав число и тип котлов, составляют *тепловую схему котельной.* Тепловая схема котельной представляет собой схему движения и распределения теплоносителя в ее пределах. Для паровой котельной (рис. VII.1) это *схема движения и распределения воды и пара*; для водогрейной котельной (рис. VII.2) — *схема движения и распределения холодной и горячей воды.*

При составлении тепловой схемы определяется все необходимое оборудование, требуемое для выработки принятого теплоносителя, и графически с помощью линий трубопроводов для воды и пара (в соответствии с последовательностью движения теплоносителя) устанавливается связь между оборудованием.

Таким образом, тепловая схема показывает, как соединены котельные агрегаты, теплообменники, устройства водоподготовки, питательные и сетевые насосы и другое оборудование.

§ 32. РАСПОЛОЖЕНИЕ И АРХИТЕКТУРНАЯ КОМПОНОВКА КОТЕЛЬНЫХ

Котельные могут быть расположены в отдельно стоящих зданиях и как встроенные или сблокированные с производственными, жилыми или общественными помещениями.

Отдельно стоящие котельные оборудуют котлами высокого давления. Их необходимо отделять от ближайших жилых и общественных зданий озелененными санитарно-защитными зонами, размер которых зависит от мощности котельной и вида сжигаемого топлива.

Встроенные котельные оборудуют котлами низкого давления, т. е. паровыми котлами давлением $p \leqslant 70$ кПа и водогрейными котлами с температурой воды не более 115 °С. У встроенных котельных в жилых и общественных зданиях максимальная теплопроизводительность при работе на газе не должна превышать 3500 кВт, а на твердом топливе — 1700 кВт. Кроме того, не разрешается располагать эти котельные под помещениями, где возможно значительное скопление людей.

По типу возведения и компоновке оборудования котельные могут быть закрытыми, полуоткрытыми и открытыми.

Котельные, где все основное и вспомогательное оборудование размещается внутри здания, называются *закрытыми*. Такие котельные строят внутри жилых массивов, а также в районах с расчетной температурой наружного воздуха — 30 °С и ниже.

В *котельных полуоткрытого типа* оборудование (дымососы, вентиляторы, деаэраторы и др.), не требующее постоянного надзора, устанавливают за пределами здания. Такие котельные сооружаются в районах с расчетной температурой наружного воздуха от —20 до —30 °С и размещаются за пределами жилого массива.

В *котельных открытого типа* защищена только фронтовая часть перед котлом. Такие котельные строятся в районах с расчетной температурой наружного воздуха —20 °С и выше.

Здания котельных по возможности строятся одноэтажными и однопролетными. Однако котельные, работающие на твердом топливе с механизированной системой топливоподачи и наличием бункерных галерей, могут быть многоэтажными и многопролетными.

При размещении оборудования в котельной, а также при расположении административно-бытовых помещений следует предусматривать возможность ее расширения, поэтому одна из торцевых сторон здания должна быть свободной.

Здания отдельно стоящих котельных можно сооружать как

с кирпичными несущими пилястрами и кирпичными стенами, так и с железобетонным каркасом и тем или иным (не исключая кирпичный) заполнителем. Продольный шаг между осями пилястр или колонн принимается равным 6 м (в некоторых случаях 3 м), а для торцевых сторон — 1,5 м.

Перекрытия котельных выполняют из железобетонных балок-ферм, изготовляемых длиной 6, 9, 12, 18, 24 и 30 м в зависимости от пролета здания котельной. На балки-фермы, установленные на кирпичные пилястры или железобетонные колонны, укладывают покрытие в виде крупнопанельных железобетонных плит.

Встроенные котельные (низкого давления), располагаемые под жилыми или общественными зданиями, должны иметь несгораемое и газонепроницаемое потолочное перекрытие с достаточной звукоизоляцией.

В котельных площадью более 200 м^2 предусматриваются, как правило, два выхода, находящихся в противоположных сторонах помещения, с дверьми, открывающимися наружу. Одна из дверей по размерам должна обеспечивать возможность переноса оборудования, хотя бы в разобранном виде. Оборудование можно вносить и выносить через оконные или специальные проемы в стене, которые открываются и заделываются по необходимости. Котельную оборудуют необходимым устройством для вентиляции и освещением.

§ 33. РАЗМЕЩЕНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ В КОТЕЛЬНОЙ. НЕКОТОРЫЕ ТИПОВЫЕ РЕШЕНИЯ КОМПОНОВКИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ И ПРОИЗВОДСТВЕННО-ОТОПИТЕЛЬНЫХ КОТЕЛЬНЫХ

Вспомогательное оборудование котлов, а также хвостовые поверхности нагрева (экономайзеры или воздухоподогреватели), тягодутьевые установки и оборудование для очистки дымовых газов могут быть групповыми (для всех котлов) или индивидуальными (для каждого котла). Групповое оборудование устанавливают, как правило, в отопительных котельных небольшой мощности с котлами теплопроизводительностью менее 2500 кВт. Во всех других случаях котлы имеют индивидуальное оборудование.

Котлы устанавливают на первом этаже, а при наличии золового этажа фронт котлов находится на втором этаже. Расстояние от фронта котлов или выступающих частей топок до стены здания котельной должно быть не менее 3 м, для котлов с механическими топками оно может быть уменьшено до 2 м. При сжигании газа и мазута расстояние от выступающих частей горелочных устройств до стены котельной должно быть не менее 1 м. Расстояние между котлами производительностью до 4 т/ч принимают равным 1—1,5 м, для котлов производительностью более 4 т/ч — не менее 2 м.

При расположении котлов топками друг против друга при сжигании твердого топлива расстояние между ручными топками принимается не менее 5 м и механическими — 4 м. При сжигании газа и жидкого топлива расстояние между горелочными устройствами должно быть не менее 2 м.

Высота котельного зала определяется удобством обслуживания котельного агрегата и принимается на 2 м выше самой верхней площадки. У котельных, встроенных в здания, высота помещения должна быть не менее 3,2 м и до выступающих частей покрытия — 2,6 м.

Перед фронтом котлов допускается устанавливать дутьевые вентиляторы, насосы и тепловые щиты. При этом ширина свободного прохода вдоль фронта принимается не менее 1,5 м.

Для обслуживания котельной арматуры и контрольно-измерительных приборов устанавливают площадки и лестницы с металлическими ограждениями — перилами высотой 1 м. Ширина площадок и лестниц 600—800 мм.

На первом этаже котельной размещают также экономайзеры, воздухоподогреватели, оборудование для химической обработки воды и насосы. Питательные баки (бак-деаэратор) устанавливают на более высоком уровне (на втором-третьем этажах) по отношению к питательным насосам, обеспечивая, таким образом, их залив.

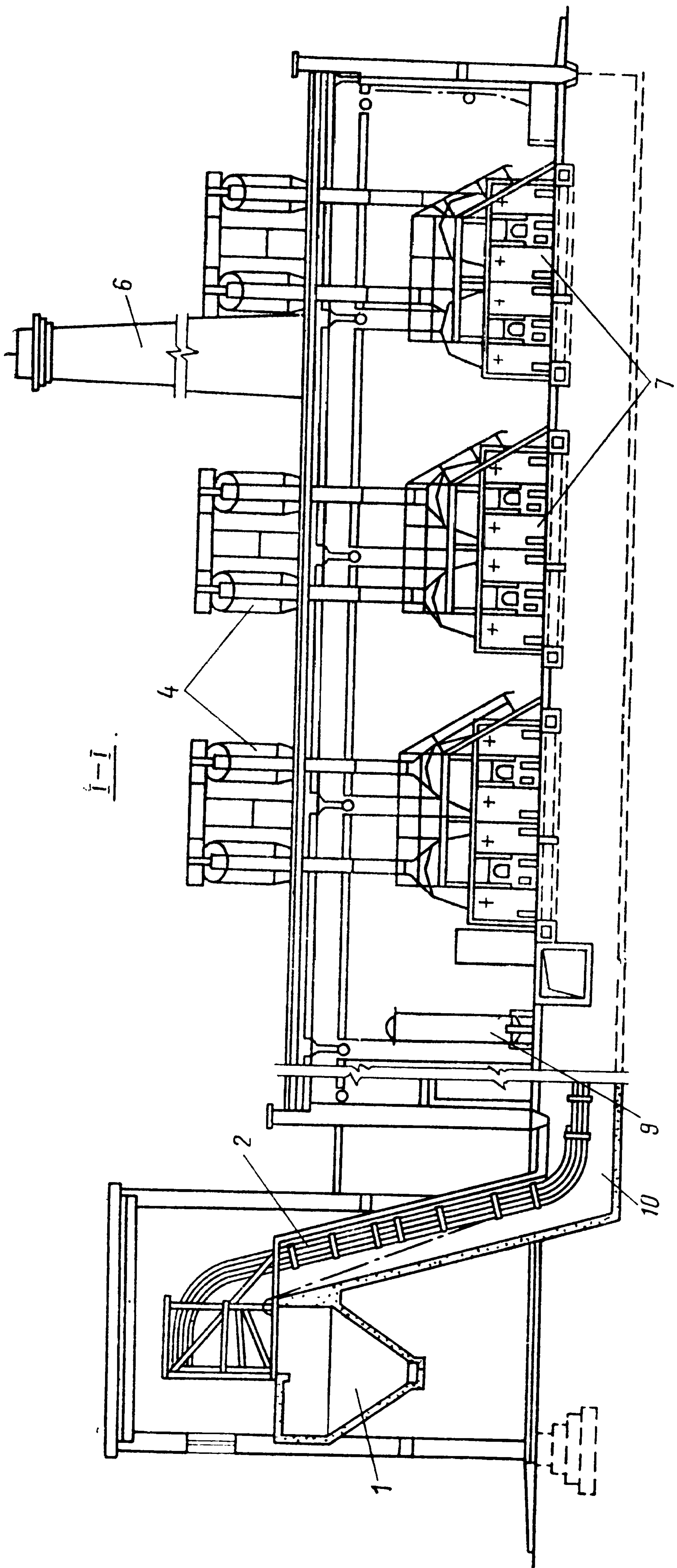
Конденсатные баки при самотечном возврате конденсата располагают в специальных приямках котельной ниже поверхности пола на 3—4 м. При принудительной схеме возврата конденсата последний, как правило, подается прямо в деаэратор, поэтому конденсатные баки можно не ставить.

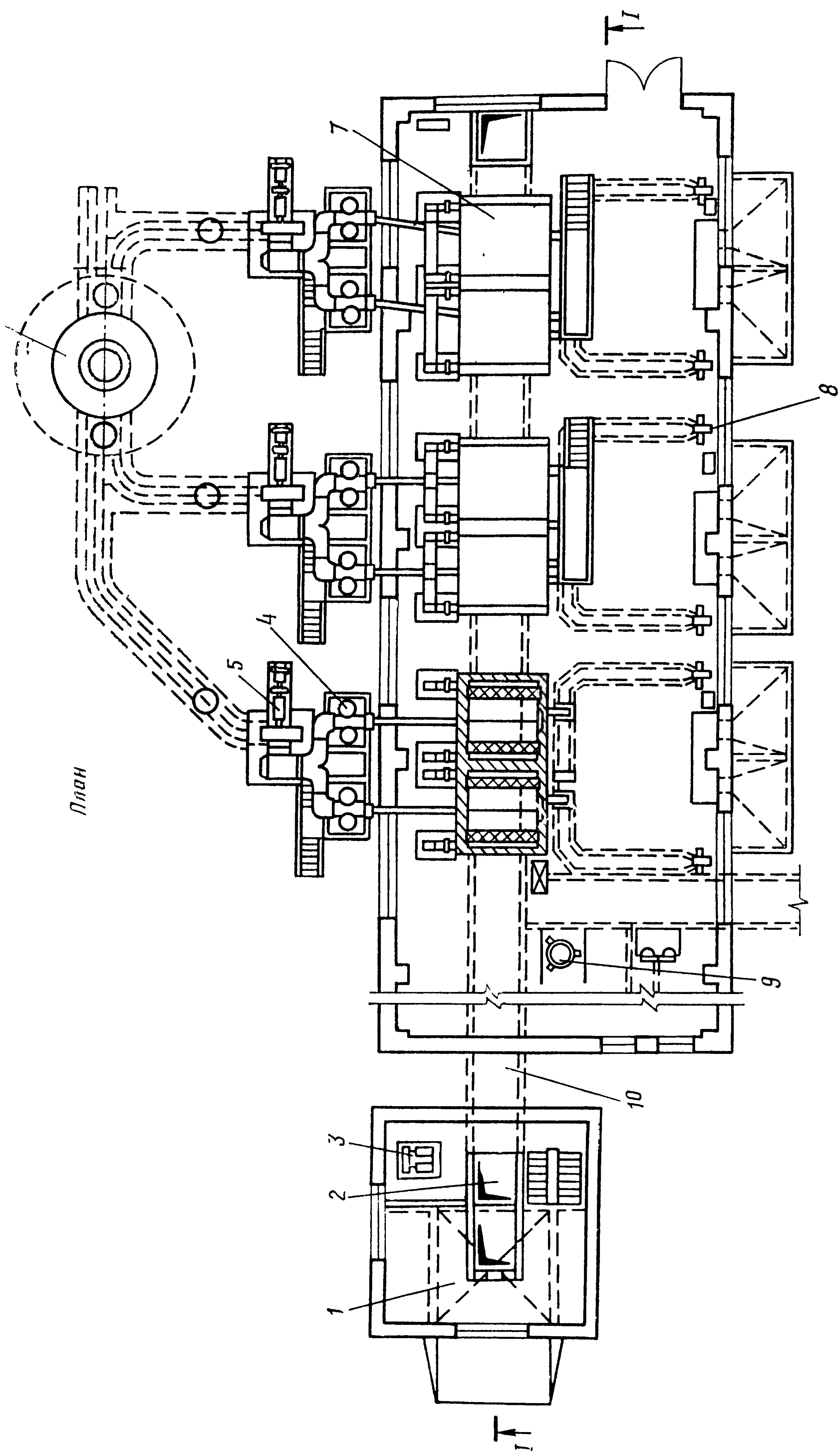
Типовые схемы компоновок котельных различных типов представлены ниже.

На рис. VII.3 показана *компоновка отопительной котельной с шестью котлами «Энергия-6»* для работы на каменных углях. Чугунные котлы *7* установлены в спаренной обмуровке и оборудованы топками с ручными колосниковыми решетками. Топливо в котельную подается автопогрузчиком. Зола и шлак из топки (через опрокидные колосники) собирается в канале *10*, куда по трубе сбрасывается также зола из золоуловителей циклонного типа *4*. Из канала *10* очаговые остатки с помощью скрепера *2*, приводимого в движение от лебедки *3*, собираются в бункере *1* и затем вывозятся на автомашинах.

Для подачи воздуха в топку перед каждым котлом установлен дутьевой вентилятор *8*. Тяга осуществляется с помощью кирпичной дымовой трубы *6* высотой 30 м и дымососов *5*, которые вместе с циклонами размещены за пределами здания котельной. Один дымосос обслуживает два котла.

В котельной предусмотрена Na-катионитовая установка *9* для химической очистки воды, расходуемой на восполнение утечек в теплосети.


I—I
1
2
4
6
7
9
10



План
1
2
3
4
5
7
8
9
10
I
I

На рис. VII.4 показана компоновка водогрейной котельной с тремя котлами типа ТВГ-8 для работы на газе. Здание котельной прямоугольной формы, высотой по кровле около 8 м. В по-

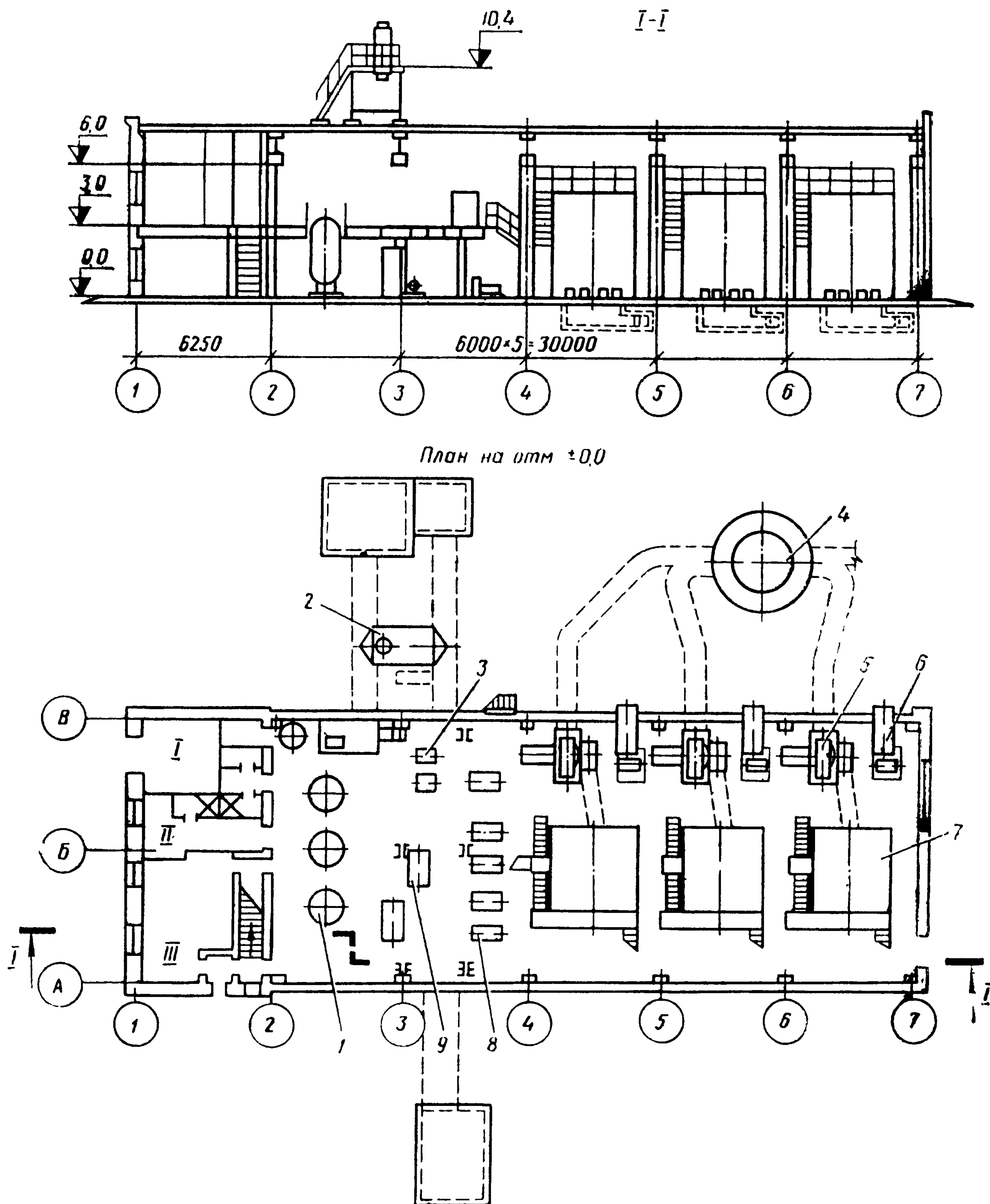
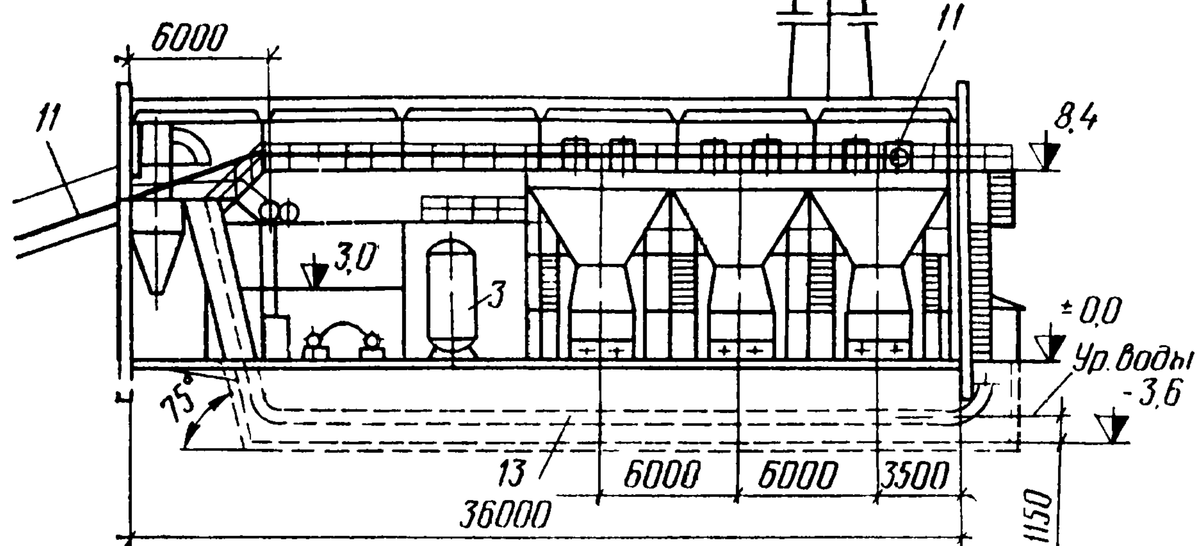


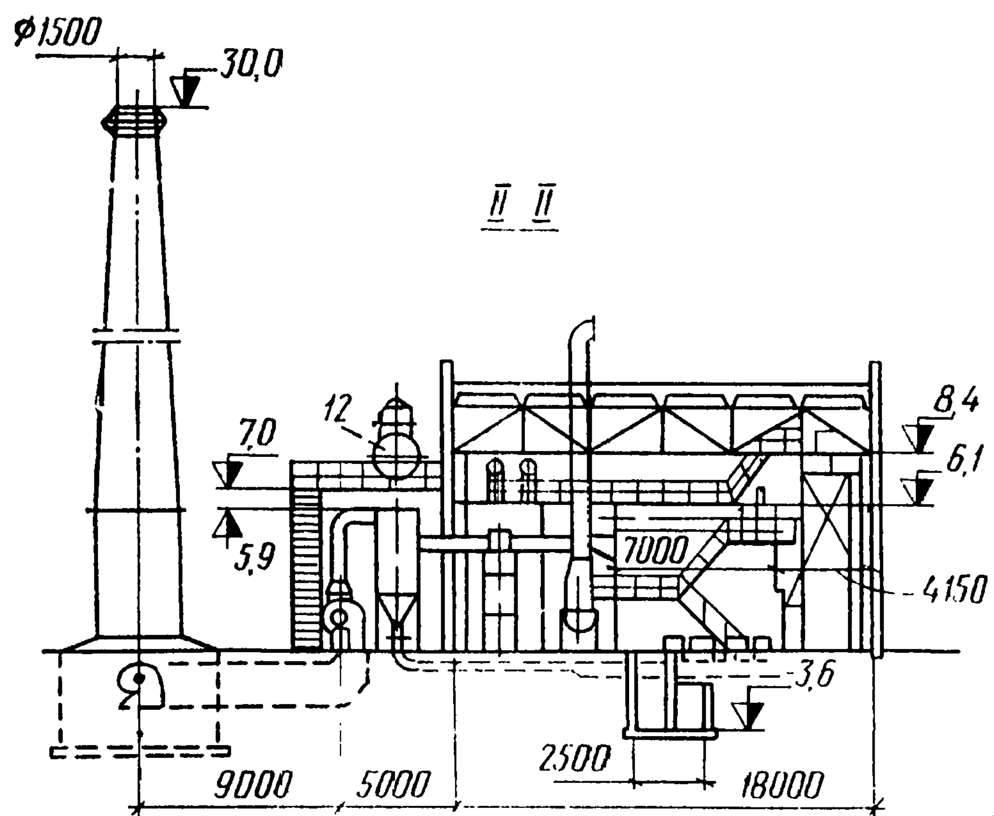
Рис. VII.4. Компоновка водогрейной котельной с котлами типа ТВГ-8

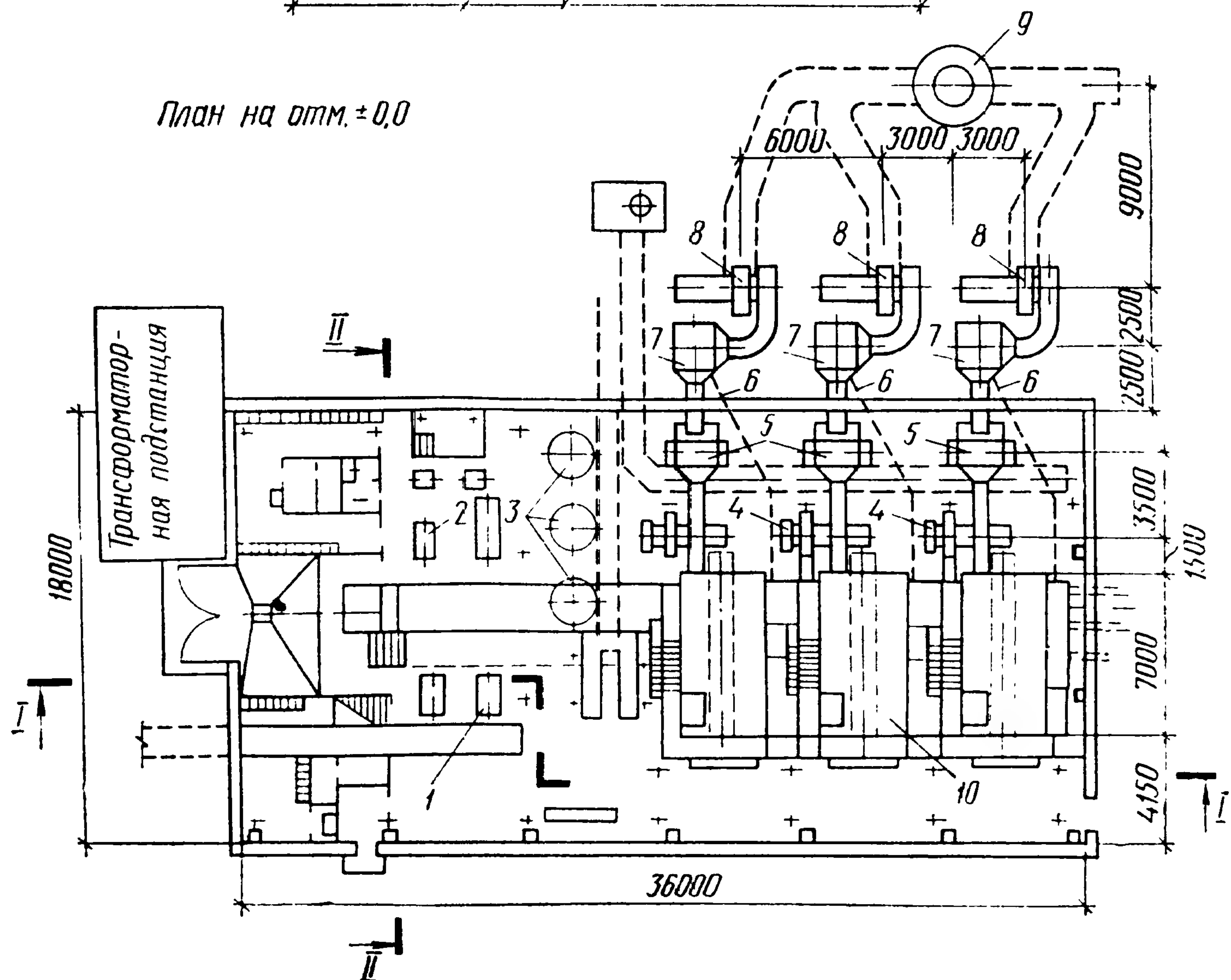
1 — фильтр химводоочистки; *2* — деаэраторный бак; *3* — подпиточный насос; *4* — дымовая труба; *5* — дымосос; *6* — вентилятор; *7* — котел; *8* — сетевой насос; *9* — рециркуляционный насос

стоянном торце на первом этаже находятся мастерская, часть бытовых помещений и др. За ними в двух пролетах размещены оборудование химической водоочистки и группа сетевых, подпиточных и рециркуляционных насосов. Затем на площадке раз-

Компоновка паровой котельной с котлами ВР-10-13, работающими на твердом топливе







Глава VIII. ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

§ 34. ОРГАНИЗАЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНОЙ И АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ КОТЛОВ

Котельная установка является сложным технологическим предприятием. Для обеспечения безопасной и экономичной работы необходимо правильно организовать ее эксплуатацию. Каждая котельная должна иметь соответствующий штат квалифицированного персонала, чтобы точно выполнять правила Госгортехнадзора СССР, инструкции и требования техники безопасности, касающиеся эксплуатации котельных.

В котельной должна быть следующая техническая документация: проект котельной с расчетами, чертежами и схемами коммуникаций; паспорта, чертежи и описание на основное и вспомогательное оборудование. Кроме того, необходимо иметь технические инструкции по обслуживанию, осмотрам и ремонтам оборудования, технике безопасности, а также различные оперативные журналы (сменный, ремонтный, по КИП и автоматике и др.).

Обслуживающий персонал обязан систематически контролировать работу оборудования, вести технический учет, составлять техническую отчетность, а главное — следить за исправностью оборудования и работой его на оптимальном режиме.

Контроль осуществляется путем периодических обходов и проверки работы оборудования; в случае обнаружения неисправностей следует немедленно устранить их. В установленные сроки необходимо проверять исправность питательных насосов, клапанов, конденсационных горшков, а также производить продувку манометров и водоуказательных стекол и выяснять состояние обмуровки, тепловой изоляции и т. д.

Котлы должны иметь режимные карты, данные которых сравниваются с показаниями контрольно-измерительных приборов. Режимные карты составляют на основе испытаний и работы оборудования при оптимальных условиях.

Для обеспечения нормального, наиболее экономичного и надежного режима работы котельной установки (в условиях непрерывно изменяющейся нагрузки) широко используется система автоматического регулирования — автоматика. Автоматизация котельных установок — это автоматическое регулирование процесса горения, температуры перегрева и давления пара, уровня воды в барабане котла и в деаэраторе, температуры горячей и обратной воды, подаваемой к водогрейным котлам, и т. д.

Системы автоматического регулирования различных процессов по принципу действия разделяются на гидравлические, электромеханические, пневматические и электронные. Каждая

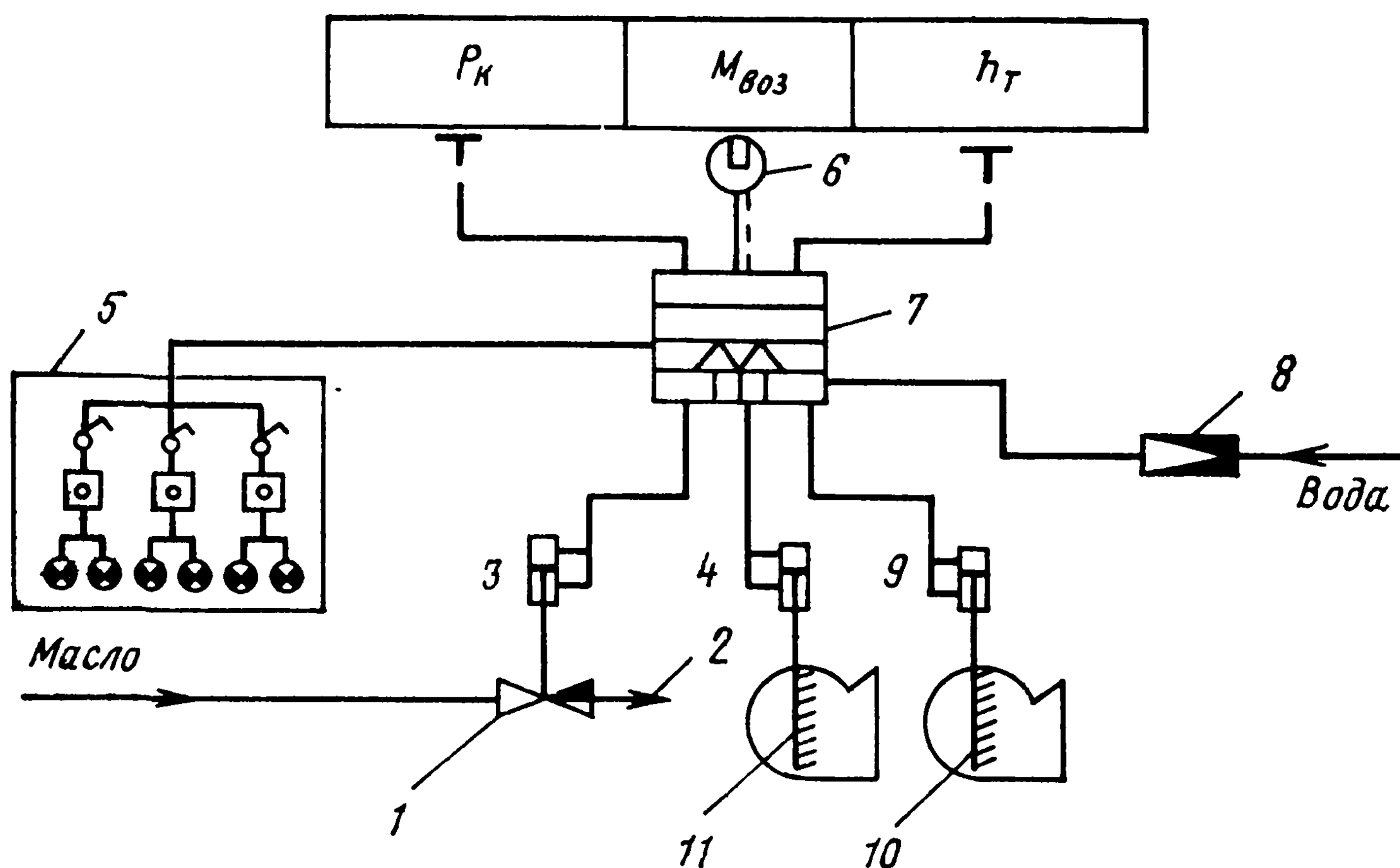


Рис. VIII.1. Принципиальная схема автоматического регулирования парового котла при сжигании твердого топлива

1 — дроссельный клапан; *2* — к гидроприводу топки (для ПМЗ к кулисному механизму и плунжеру); *3, 4, 9* — сервомоторы; *5* — пульт управления; *6* — отбор воздуха; *7* — блок электрогидравлических регуляторов; *8* — редукционный клапан; *10* — направляющий аппарат дутьевого вентилятора; *11* — направляющий аппарат дымососа

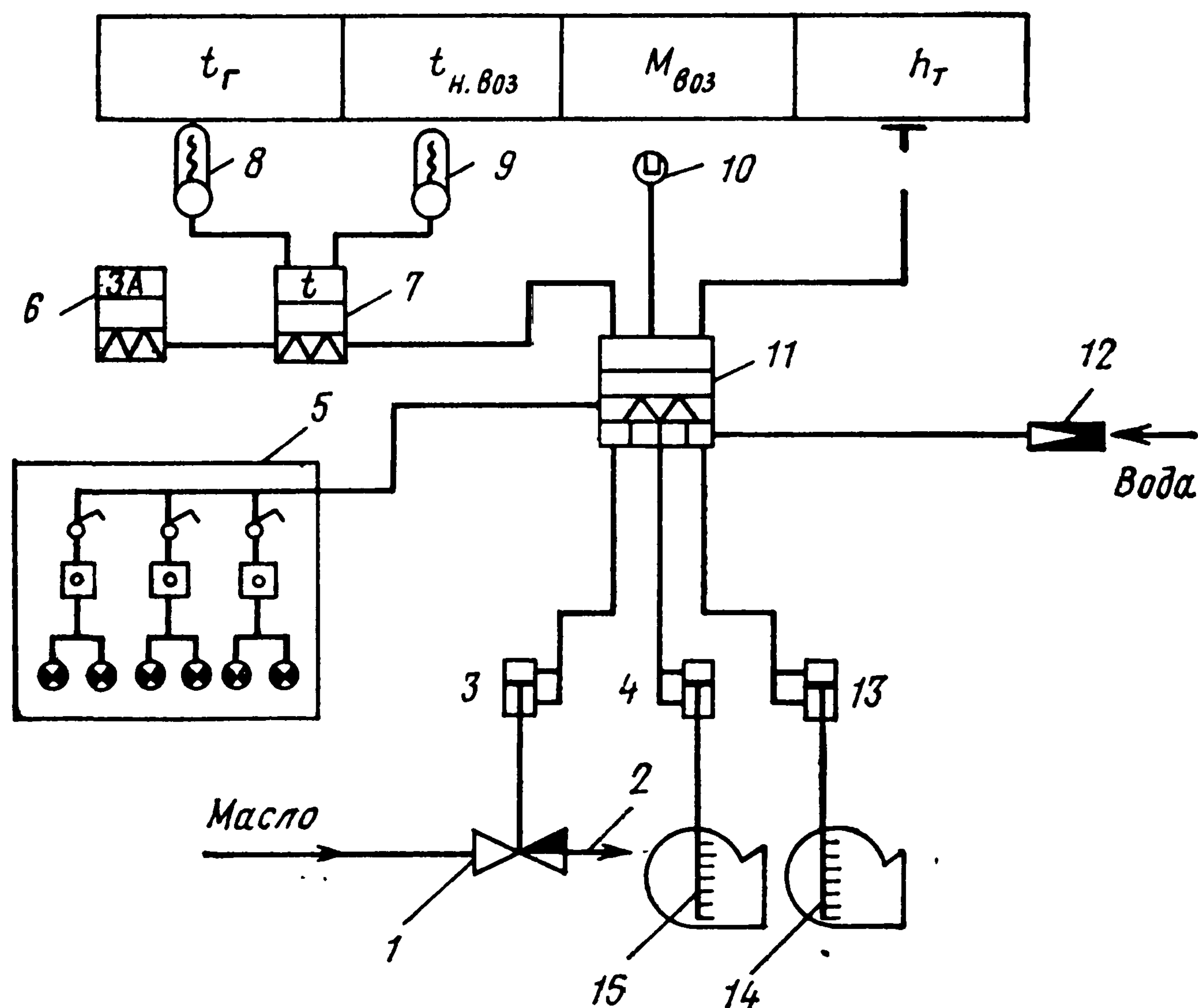


Рис. VIII.2. Принципиальная схема автоматического регулирования водогрейного котла при сжигании твердого топлива

1 — дроссельный клапан; *2* — к силовому гидроприводу топки; *3, 4, 13* — сервомоторы; *5* — пульт управления; *6* — задатчик; *7* — электрический регулятор; *8, 9* — платиновый и медный термометры сопротивления; *10* — отбор воздуха; *11* — блок электрогидравлических регуляторов; *12* — редукционный клапан; *14* — направляющий аппарат дутьевого вентилятора; *15* — направляющий аппарат дымососа

из указанных систем имеет свою область применения и обладает рядом достоинств и недостатков.

На рис. VIII.1 и VIII.2 даны принципиальные схемы автоматического регулирования процесса горения в барабанном паровом и водогрейном котлах, работающих на твердом топливе. Цель регулирования процесса горения в паровом котле — поддержание в заданных пределах давления пара, а в водогрейном — обеспечение требуемой температуры горячей воды в соответствии с температурой наружного воздуха.

В схеме регулирования процесса горения в паровом котле импульс от изменения давления пара в котле через регулятор давления передается на сервомотор *3*, изменяющий положение дроссельного клапана *1* в маслопроводе, воздействуя на механизмы подачи топлива в топку, изменяя его количество. При этом регулятор воздуха с помощью сервомотора *9* действует на лопатки направляющего аппарата дутьевого вентилятора *10* и в результате устанавливается требуемое соотношение «топливо—воздух». С целью корректировки к регулятору воздуха подается второй импульс по расходу воздуха за вентилятором $M_{воз}$, замеряемому с помощью диафрагмы.

Разрежение в топке регулируется регулятором разрежения, который с помощью сервомотора *4* связан с направляющим аппаратом дымососа *11*. При работе на газе и мазуте топливный сервомотор *3* действует непосредственно на заслонку в топливоподающем трубопроводе. При этом в случае отклонения от нормальных условий работы (резкое повышение давления пара, упуск воды, чрезмерное снижение разрежения в топке и др.) предусматривается автоматическая защита котла, обеспечиваемая перекрытием соленоидного клапана на газо- или мазутопроводе.

В схеме регулирования процесса горения для водогрейного отопительного котла (см. рис. VIII.2) при нарушении требуемого соотношения между температурами наружного воздуха и горячей воды импульс от электрического регулятора передается к регулятору температуры, который воздействует на топливный сервомотор *3*, и далее система работает аналогично рассмотренной схеме для парового котла.

Автоматизация деаэраторных установок должна обеспечивать требуемый уровень воды в баке, ее температуру, а также заданное давление независимо от режима работы установки.

§ 35. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ КОТЕЛЬНОЙ

Оценка работы котельной производится по ее технико-экономическим показателям, определяемым по данным технической отчетности. Эти показатели включают основные технологические, экономические и режимные данные.

К технологическим показателям относятся выработка котельной тепла или пара и отпуск их потребителям, расход топлива и электроэнергии на собственные нужды, а также расход добавочной воды.

Экономичность работы котельной оценивается коэффициентом полезного действия, удельным расходом условного топлива на выработку 1 т пара или 1 ГДж тепла.

Коэффициент полезного действия котельной (брутто) $\eta_к^{бр}$, %, равен:

$$\eta_к^{бр} = \frac{Q_{год}}{B_{год} Q_н^р} 100, \qquad (VIII.1)$$

где $Q_{год}$ — годовая выработка тепла, котельной, ГДж; $B_{год}$ — годовой расход топлива, кг; $Q_н^р$ — теплота сгорания топлива, ГДж/кг.

Удельный расход условного топлива $b_{усл}$, кг на 1 т выработанного пара, составит

$$b_{усл} = \frac{B_{усл \cdot год}}{D_{год}} = \frac{B_{год} \cdot Q_н^р}{0{,}0293 D_{год}}, \qquad (VIII.2)$$

где $D_{год}$ — годовая выработка пара в котельной, т.

В водогрейных котельных удельный расход условного топлива обычно подсчитывается на 1 ГДж. При этом в формуле (VIII.2) вместо количества пара подставляется количество выработанного тепла за год.

Степень использования установленной мощности котельной $Q_{уст}$ оценивается коэффициентом использования установленной мощности $K_и$, который представляет собой отношение количества фактически выработанного тепла (пара) котельной за год к тому количеству, которое может быть выработано всеми котлами при работе их с номинальной производительностью, т. е.:

$$K_и = \frac{Q_{год}}{8760 Q_{уст}}, \qquad (VIII.3)$$

где 8760 — число часов в году.

Теоретически $K_и$ может быть равен единице при условии работы всех котлов с полной нагрузкой в течение года, но обычно $K_и$ меньше единицы. Во многих случаях вместо коэффициента использования установленной мощности используют величину, пропорциональную ему — число часов использования установленной мощности τ, ч

$$\tau = \frac{Q_{год}}{Q_{уст}} = K_и \cdot 8760. \qquad (VIII.4)$$

Одним из важных показателей, отражающих работу котельной, является себестоимость единицы вырабатываемого пара или тепла. Затраты на выработку пара (тепла) в котельной

включают расходы на топливо, воду, электроэнергию, текущий и капитальный ремонты, заработную плату обслуживающему персоналу котельной и др.

Себестоимость 1 т вырабатываемого пара $a_п$, руб., определяется по выражению

$$a_п = \frac{\Sigma Э}{D_{год}}. \qquad (VIII.5)$$

где $\Sigma Э$ — суммарные годовые эксплуатационные затраты, руб/год; $D_{год}$ — годовой расход пара, т/год.

При определении себестоимости 1 ГДж тепла формула (VIII.5) принимает вид:

$$a_т = \frac{\Sigma_э}{Q_{год}}, \qquad (VIII.6)$$

где $Q_{год}$ — годовой расход (отпуск) тепла, ГДж/год.

Годовые эксплуатационные затраты для обоих случаев составят:

$$Э = Э_т + Э_{вод} + Э_{эл.эн} + Э_{зар} + Э_{т.р} + Э_{к.р} + Э_{от}, \qquad (VIII.7)$$

$Э_т$, $Э_{вод}$, $Э_{эл.эн}$, $Э_{зар}$, $Э_{т.р}$ и $Э_{к.р}$ — годовые затраты соответственно на топливо, используемую воду, электроэнергию, заработную плату, текущий и капитальный ремонты, руб/год; $Э_{от}$ — годовые отчисления на восстановление капитальных вложений в котельную, руб/год.

Себестоимость вырабатываемой котельной единицы тепла существенно снижается с повышением КПД котельных агрегатов и вспомогательного оборудования, а также при применении комплексной механизации и автоматизации производственных процессов в котельной.

§ 36. РАСЧЕТ КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ[1]

Для примера рассчитаем упрощенно паровую производственно-отопительную котельную, оборудованную котлами ВГД. Для сжигания топлива используются ручные топки с простыми колосниковыми решетками. Питание котлов водой осуществляется за счет возврата конденсата и добавочной химически обработанной воды, поступающей из водопровода с температурой $t = 5°C$. Добавочная вода проходит докотловую водоподготовку по схеме Na-катионирования. Конденсат в котельную возвращается самотеком и собирается в конденсационный бак, являющийся одновременно питательным баком. Количество возвращаемого конденсата составляет 80% при температуре $t_к = 90°C$.

Тепловая нагрузка котельной складывается из нагрузок на системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и тех-

[1] Более полный расчет приведен в книге Ю. Л. Гусева и С. Ф. Копьева «Котельные установки и тепловые сети». Госстройиздат, 1962.

нологические нужды и составляет в зимнее время $Q_{зим}$ = =1310 кВт, в летнее время $Q_{лет}$=930 кВт.

Вырабатываемый пар — сухой насыщенный с давлением p= =0,8 МПа и энтальпией $i_п$=2770 кДж/кг. Энтальпия питательной воды, представляющей собой смесь конденсата и добавочной воды, равна:

$$i_{п.в} = 4,19\,(0,8 \cdot 90 + 0,2 \cdot 5) = 307 \text{ кДж/кг}.$$

Полный расход вырабатываемого пара в зимний и летний периоды составит:

$$D_{зим} = \frac{Q_{зим}}{i_п - i_{п.в}} = \frac{1340}{2770 - 304}\,3600 = 1955 \text{ кг/ч};$$

$$D_{лет} = \frac{Q_{лет}}{i_п - i_{п.в}} = \frac{930}{2770 - 304}\,3600 = 1360 \text{ кг/ч}.$$

Зная расходы тепла и принимая для таких котлов при работе на буром угле удельный теплосъем $Q/H_к$=16,3 кВт/м^2, определяем площадь поверхности котлов для обоих периодов:

$$\Sigma H_{зим} = \frac{1340}{16,3} = 82 \text{ м}^2;$$

$$\Sigma H_{лет} = \frac{930}{16,3} = 57 \text{ м}^2.$$

Для определения количества устанавливаемых котлов ВГД, имеющих площадь поверхности нагрева 28 м^2, суммарную максимальную площадь поверхности нагрева делят на площадь поверхности одного котла. Следовательно, нужно установить три котла (n=3); причем в зимний период в котельной будут работать три котла, а в летний — два; третий котел будет резервным на случай ремонта одного из котлов.

Определение размеров топки и тепловой расчет котельной установки

Для топки с ручным обслуживанием по табл. III.8 принимаем следующие расчетные теплотехнические характеристики: Q/R=520 кВт/м^2, Q/V=350 кВт/м^3; q_3=2% и q_4=7%.

Площадь колосниковой решетки и объем топки вычисляем с учетом принятых ее тепловых характеристик. Коэффициент полезного действия котла η без экономайзера принимаем (с проверкой его значения в дальнейшем) равным 0,55. Тогда количество тепла $Q_к$, кВт, вырабатываемого одним котлом, будет равно:

$$Q_к = \frac{Q}{R} R\eta, \text{ или } Q_к = \frac{Q}{V} V\eta.$$

Решая эти уравнения относительно площади решетки R и объема топки V, получим:

$$R = \frac{Q_к}{\frac{Q}{R}\eta n} = \frac{1340}{520 \cdot 0,55 \cdot 3} = 1,55\ м^2;$$

$$V = \frac{Q_к}{\frac{Q}{V}\eta n} = \frac{1340}{350 \cdot 0,55 \cdot 3} = 2,32\ м^3.$$

Примем ширину решетки $b=1,05$ мм, тогда длина ее будет равна:

$$l = R/b = 1,55:1,05 = 1,48\ м.$$

Высота топочного объема составит:

$$h = \frac{V}{R} = \frac{2,32}{1,55} = 1,5\ м.$$

В качестве топлива принят бурый уголь следующего рабочего состава: $C^р=29,1\%$; $H^р=2,2\%$; $O^р=8,7\%$; $N^р=0,6\%$; $S^р_л=2,9\%$; $A^р=23,5\%$; $W^р=33\%$; $Q^р_н=10\,510$ кДж/кг.

Коэффициенты избытка воздуха по газоходам равны: $\alpha_т = 1,45$; $\alpha_к = \alpha_т + 0,1 = 1,45+0,1 = 1,55$ и $\alpha_{ух} = \alpha_к + 0,1 = 1,55+0,1 = 1,65$.

Теоретически необходимое количество воздуха для горения топлива подсчитываем по формуле (III.24)

$$V_0 = 0,089C^р + 0,266H^р + 0,033\left(S^р_л - O^р\right) =$$

$$= 0,089 \cdot 29,1 + 0,266 \cdot 2,2 + 0,033\,(2,9 - 8,7) = 2,98\ нм^3/кг$$

или

$$L_0 = V_0\,\rho_{возд} = 2,98 \cdot 1,293 = 3,85\ кг/кг.$$

Безразмерную топливную характеристику определим по уравнению (III.35)

$$\beta = 2,37\,\frac{H^р - 0,126O^р}{C^р + 0,375S^р_л} = 2,37\,\frac{2,2 - 0,126 \cdot 8,7}{29,1 + 0,375 \cdot 2,9} = 0,086.$$

Расчет состава и количества дымовых газов сведем в табл. VIII.1.

Условно считаем, что температура газов за котлом равна температуре уходящих газов и принимаем ее равной (на основе практических данных) $t_{ух} = 400\,°C$ при $\alpha_{ух} = 1,65$.

Определяем потерю тепла с уходящими газами по формуле (III.61)

$$q_2 = \frac{(V_{с.г}\,c_{с.г} + V_{в.п}\,c_{в.п})\,t_{ух}}{Q^р_н}\,100 =$$

$$= \frac{(4,8 \cdot 1,345 + 0,735 \cdot 1,510)\,400}{10\,510}\,100 \approx 28,7\%.$$

Таблица VIII.1. Расчет состава и количества дымовых газов

Наименование	Формулы для расчета	Показатели при коэффициенте избытка воздуха		
		1,45	1,55	1,65
Содержание трехатомных газов, %	$RO_2 = \frac{1659}{\alpha(100\,\beta + 59) - 21\,\beta}$	13,2	12,3	11,6
Объем сухих газов, нм³/кг	$V_{с.г} = 1,86\,\frac{C^р + 0,375S^р_л}{RO_2}$	4,23	4,55	4,8
Объем водяных паров, нм³/кг	$V_{в.п} = 0,111H^р + 0,124W^р + 0,016\alpha V_0$	0,725	0,73	0,735
Общий объем газов, нм³/кг	$V_г = V_{с.г} + V_{в.п}$	4,96	5,28	5,54

Составляем тепловой баланс котельной установки. Потери тепла от химического и механического недожога топлива были приняты ранее $q_3 = 2\%$ и $q_4 = 7\%$. Потерю тепла с физическим теплом шлака q_6 приближенно принимаем равной 1%. Потерю тепла в окружающую среду в зависимости от теплопроизводительности котла принимаем по графику (см. рис. III.3), т. е. $q_5 = 6,3\%$.

Находим коэффициент полезного действия котельной установки по уравнению

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) = 100 - (28,7 + 2 + 7 + 6,3 + 1) = 55\,\%.$$

Следовательно, величина η была принята правильной, расчет произведен верно. В данном случае коэффициент η имеет малую величину, что может быть в какой-то степени приемлемо лишь для котельной временного типа. При использовании котельной продолжительное время необходимо установить водяной экономайзер, вследствие чего существенно повысится КПД котельной.

Введя поправку на механический недожог $\left(1 - \frac{q_4}{100}\right)$, вычислим часовой расход сжигаемого топлива по формуле (III.53)

$$B_{зим} = \frac{Q_п}{Q^р_н \eta}\,100\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = \frac{1340 \cdot 3600}{10\,510 \cdot 55}\,100\left(1 - \frac{7}{100}\right) = 775 \text{ кг/ч}.$$

Расчет тягодутьевых устройств

В котельной установлено три котла. Дымовые газы от каждого котла отводятся в общий газоход (боров), соединенный с кирпичной дымовой трубой.

Площадь выходного сечения дымовой трубы, приняв скорость движения газов на выходе $W=8$ м/с, определяем по формуле (V.5)

$$F=\frac{775\cdot 5,54\,(400+273)}{3600\cdot 273\cdot 8}=0,37\ \text{м}^2,$$

тогда диаметр трубы

$$d=\sqrt{\frac{4F}{3,14}}=\sqrt{\frac{4\cdot 0,37}{3,14}}=0,69\ \text{м}.$$

Для определения высоты дымовой трубы найдем суммарное газовое сопротивление всех элементов котельной, используя формулу (V.4)

$$\Sigma\Delta S=\Delta S_{\text{т}}+\Delta S_{\text{к}}+\Delta S_{\text{б}}+\Delta S_{\text{ш}}+\Delta S_{\text{тр}}.$$

Сопротивление в топке принимаем $\Delta S_{\text{т}}=30$ Па.

Сопротивление в котле находим по приближенной эмпирической формуле

$$\Delta S_{\text{к}}=0,0041\left(\frac{D_{\text{к}}}{nH_{\text{к}}}\alpha_{\text{к}}\right)^2-3=0,0041\left(\frac{1955}{3\cdot 28}1,55\right)^2-3=25\ \text{Па},$$

где $D_{\text{к}}$ — паропроизводительность котла, кг/ч; $H_{\text{к}}$ — площадь поверхности нагрева котла, м^2; $\alpha_{\text{к}}$ — коэффициент избытка воздуха.

Сопротивление в борове принимаем $\Delta S_{\text{б}}=20$ Па, а в шибере $\Delta S_{\text{ш}}=15$ Па.

Сопротивление в дымовой трубе $\Delta S_{\text{тр}}$ (без учета трения по ее длине) находим по формуле

$$\Delta S_{\text{тр}}=\zeta\frac{W^2}{2}\rho_{\text{г}}=1,5\frac{8^2}{2}0,54=25\ \text{Па},$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, равный 1—1,5; W — скорость движения газов на выходе из трубы, м/с; $\rho_{\text{г}}$ — плотность газов, кг/м^3.

Полное газовое сопротивление в котельной установке с запасом 20% составит:

$$\Sigma\Delta S=(30+25+20+15+25)\,1,2=140\ \text{Па}.$$

Требуемую высоту дымовой трубы при расчетной наружной температуре воздуха $t_{\text{н}}=-26$°C и барометрическом давлении 99 085 Па определим по уравнению (V.3)

$$H=28,6\frac{140}{\left(\frac{1}{273-26}-\frac{1}{273+400}\right)99\,085}=16\ \text{м}.$$

Проверим полученную высоту дымовой трубы для летнего периода работы котельной, когда работают два котла. Условно

принимаем, что КПД установки и температура уходящих газов остаются прежними. При этом расход топлива будет равен:

$$B_{лет} = \frac{930 \cdot 3600}{10\,510 \cdot 55} 100 \left(1 - \frac{7}{100}\right) \approx 540 \text{ кг/ч}.$$

Скорость движения дымовых газов на выходе из трубы составит

$$W = \frac{B_{лет} V_г (t_{ух} + 273)}{3600 \cdot 273 F} = \frac{540 \cdot 5,54 (400 + 273)}{3600 \cdot 273 \cdot 0,37} \approx 5,5 \text{ м/с}.$$

В летний период суммарное газовое сопротивление несколько изменится, так как изменяются отдельные его составляющие.

Сопротивление в топке, борове и шибере примем прежним.

Сопротивление в котле

$$\Delta S_к = 0,0041 \left(\frac{1360}{2 \cdot 28} 1,55\right)^2 - 3 = 28 \text{ Па}.$$

Сопротивление в дымовой трубе

$$\Delta S_{тр} = 1,5 \frac{5,5^2 \cdot 0,54}{2} = 12 \text{ Па}.$$

Общее газовое сопротивление котельной установки с учетом запаса 20% составит:

$$\Delta S = (30 + 28 + 20 + 15 + 12)\, 1,2 = 126 \text{ Па}.$$

Высота дымовой трубы при $t_н = +20\,°С$ будет равна:

$$H = 28,6 \frac{126}{\left(\frac{1}{273 + 20} - \frac{1}{273 + 400}\right) 99\,085} \approx 18,2 \text{ м}.$$

Следовательно, для летнего периода высота трубы требуется несколько бóльшая. Окончательно высоту трубы принимаем $H = 20$ м, учитывая, что в летнее время температура наружного воздуха может быть больше 20 °С.

Воздух в топку котлов подается вентилятором.

Производительность вентилятора определяем по уравнению (V.7)

$$V_{вент} = \frac{1,1 \cdot 1,45 \cdot 2,98 \cdot 775 (20 + 273)}{273} \approx 3952 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

С учетом сопротивления в слое топлива, колосниковой решетке и воздуховодах требуемое давление (напор), создаваемое вентилятором, принимаем равным $H = 800$ Па.

По табл. V.2 к установке принимаем два вентилятора типа ВД-6 (один рабочий, другой резервный).

Расчет питательных устройств

Питательным баком является конденсатный бак, размещаемый в подвальной части котельной.

Емкость питательного бака, исходя из двухчасового запаса воды, будет равна:

$$V = 2 \cdot 1{,}955 = 4\ м^3.$$

Для подачи воды в котлы установлены два насоса: один рабочий, другой резервный; один из насосов имеет паровой привод.

Производительность насоса должна быть не менее 110% общей производительности всех котлов, т. е.

$$D_н = 1{,}1 \cdot 1955 = 2150\ кг/ч.$$

Давление H, создаваемое насосом, определяем по формуле (V.10)

$$H = p_к + H_с = 7 \cdot 100 + 150 = 850\ кПа,$$

где $H_с$ — сопротивление в сети, принятое равным 150 кПа.

По производительности и напору подбирают марку насоса.

Раздел второй
Тепловые сети

Глава IX. ПОТРЕБИТЕЛИ ТЕПЛА И ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

§ 37. ПОТРЕБИТЕЛИ ТЕПЛА, ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ И ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

Жилые, общественные и промышленные здания в городах и рабочих поселках являются крупными потребителями тепла. В жилых и общественных зданиях тепловая энергия затрачивается на коммунально-бытовые нужды и на обеспечение комфортных условий пребывания людей в помещениях, соответствующих современному уровню развития техники теплоснабжения. В промышленных зданиях тепловая энергия, кроме того, необходима по условиям технологии для изготовления отдельных видов продукции.

Следует отметить, что в городах и рабочих поселках потребление тепла из года в год непрерывно возрастает. Широкое жилищное и промышленное строительство, осуществляемое в настоящее время, с одной стороны, и развитие техники теплоснабжения — с другой, неразрывно связаны с увеличением потребления тепловой энергии как в количественном, так и в качественном отношениях. Повышение потребности в тепле в городах происходит с увеличением количества вводимых в эксплуатацию современных жилых, общественных и промышленных зданий. В свою очередь эти здания характеризуются постоянным увеличением нормы полезной площади и нормы расхода горячей воды на человека. Внедрение новых технологических процессов и строительство зданий с более совершенными объемно-планировочными решениями, максимально отвечающими функционально-технологическому назначению, также приводят к увеличению потребления тепла.

Все потребители тепла условно объединяются в две группы: коммунально-бытовые и технологические. К коммунально-бытовым относятся потребители тепловой энергии для целей отопления и вентиляции, а также для подогрева воды.

Для удовлетворения тепловых потребностей в зданиях предусматриваются соответствующие инженерные устройства, снабжаемые теплом от тепловых сетей: системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, горячего водоснабжения, а также теплотехническое оборудование для технологических целей. Каждое устройство имеет самостоятельное назначение и удовлетворяет, как правило, один из видов теплопотребления.

Система отопления обеспечивает в помещении в холодное

время года заданный температурный режим путем компенсации имеющихся теплопотерь.

Система вентиляции создает необходимый тепловой и воздушный режим путем организации соответствующего обмена воздуха в помещении.

Система кондиционирования воздуха применяется для создания в помещении микроклимата, удовлетворяющего повышенным санитарно-гигиеническим или технологическим требованиям.

В *системе горячего водоснабжения* осуществляется подогрев воды для бытовых или технологических целей и транспортирование ее к местам водоразбора.

Технологическое теплотехническое оборудование предназначено для выработки и подачи тепловой энергии, необходимой при производстве определенных видов продукции.

В соответствии с назначением каждая система, являющаяся потребителем тепла, имеет свой режим работы. Этот режим определяется расходом тепла в течение заданного промежутка времени, например, одного часа, рабочей смены, суток, месяца, отопительного сезона или года. По расходу тепла в течение часа, смены или суток все потребители делятся на *равномерно потребляющие* (отопление, вентиляция) и *неравномерно потребляющие* (подогрев воды, технологические нужды).

По продолжительности непрерывного использования тепловой энергии в течение определенного периода года все потребители объединяются в две основные группы: с *сезонным потреблением* (отопление, вентиляция) и с *годовым потреблением* (подогрев воды, технологические нужды). Режим работы сезонных потребителей зависит от климатических условий: наружной температуры $t_н$ и влажности воздуха, скорости и направления ветра. Он характеризуется неравномерностью теплопотребления как в течение отопительного сезона, так и в течение каждого месяца. У годовых потребителей при сравнительно постоянном расходе тепла в течение сезона, месяца и недели последний резко изменяется не только по часам суток, но и по дням недели.

Совместное действие потребителей с различными режимами их работы предъявляет определенные требования к виду, количеству и потенциалу теплоносителя, циркулирующего в тепловых сетях. Максимальный расход тепла всеми потребителями в заданный промежуток времени, а также требуемый вид и потенциал теплоносителя являются основой для выбора котельного оборудования. По максимальному количеству принятого теплоносителя производят теплотехнические и гидравлические расчеты теплоподготовительного оборудования и коммуникации трубопроводов.

В зависимости от изменения суммарных расходов тепла и теплоносителя в течение отопительного сезона устанавливают

режим работы системы теплоснабжения данного объекта. На режим работы тепловых сетей влияют также следующие факторы: концентрация тепловых потребителей, рельеф местности, удаленность потребителей от источника тепла и геометрическая высота зданий.

Тепловая нагрузка. Для выбора рационального варианта и разработки конструктивных решений принятой схемы теплоснабжения конкретного объекта основным исходным показателем является тепловая нагрузка отдельных инженерных устройств всех зданий и технологических потребителей. Тепловую нагрузку или расход тепла, определяемые величиной потребления тепла, обычно рассчитывают в следующие характерные промежутки времени: час, сутки, месяц, сезон и год. Причем расчетным расходом тепла является часовой. По максимальному расходу выбирают тип источника тепла, мощность теплоподготовительного оборудования и коммуникации трубопроводов. В зависимости от изменения тепловой потребности в течение суток, месяца, сезона и года разрабатывают соответствующие режимы отпуска тепла — эксплуатационные режимы работы теплоснабжающих устройств. Кроме того, месячный, сезонный и годовой расходы тепла используют в технико-экономических расчетах при сравнении вариантов систем теплоснабжения.

Максимальные расходы тепла на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения принимают по типовым или индивидуальным проектам соответствующих зданий и сооружений. Расход тепла на технологические нужды учитывают по технологическим проектам заданных производств. При отсутствии аналогичных проектов расчетный расход тепла определяют раздельно для каждого потребителя. В этом случае расходы тепла на технологию указывают в задании на проектирование системы теплоснабжения.

Расчет потребления тепла на отопление. Отопление является наиболее крупным потребителем тепла. Длительность потребления тепла на нужды отопления соответствует продолжительности отопительного периода, т. е. числу суток с устойчивой среднесуточной температурой наружного воздуха $t_н$, ниже установленного предела. Например, по Строительным нормам и правилам СНиП II-А.6-72 «Строительная климатология и геофизика. Нормы проектирования» такому пределу соответствует температура наружного воздуха, равная +8°С. Как только эта температура становится ниже или выше указанного предела, то соответственно включают или выключают систему отопления.

Расход тепла на отопление зависит не только от климатических условий, но и от конструктивных характеристик здания и его расположения.

Как уже указывалось, обеспечение тепловой энергией зданий производится для поддержания в них заданного температурного режима. В этом случае предполагается, что тепловая

энергия полностью компенсирует теплопотери — трансмиссионные и от инфильтрации. При заданных ограждающих конструкциях трансмиссионные теплопотери определяются в основном температурой наружного воздуха $t_н$, теплопотери от инфильтрации, кроме того, скоростью ветра и влажностью воздуха. Таким образом, изменение расхода тепла обратно пропорционально изменению $t_н$ и прямо пропорционально изменению скорости ветра и влажности воздуха. Минимальный расход тепла соответствует началу отопительного периода. По мере снижения $t_н$ потребность в тепле возрастает и становится максимальной при минимальной $t_н$.

Следует отметить, что теплопотери от инфильтрации в современных крупных зданиях составляют значительную величину, превосходящую в ряде случаев трансмиссионные теплопотери. В некоторых климатических районах нашей страны из-за значительных теплопотерь от инфильтрации максимальная потребность здания в тепловой энергии может быть не при минимальной $t_н$, а при максимальной скорости ветра. В таких случаях для выявления расчетного расхода тепла производят дополнительные проверочные расчеты.

Расчет общих теплопотерь зданием является процессом трудоемким. Его выполняют при конструировании отопительных устройств на основании окончательно уточненных объемно-планировочных и технологических решений здания. К моменту начала проектирования системы теплоснабжения объекта такие планировочные решения, как правило, находятся в стадии уточнения. Поэтому получить расходы тепла зданиями в качестве исходных данных, необходимых для расчета тепловых сетей, не представляется возможным.

Комплексная и параллельная разработка всех частей проекта приводит к необходимости предварительной оценки общих теплопотерь зданиями. При этом используют, как правило, метод приближенного расчета по укрупненным измерителям. Для трансмиссионных теплопотерь укрупненным измерителем является удельная тепловая отопительная характеристика здания q_0. Она представляет собой количество тепла, необходимое для компенсации теплопотерь одним кубическим метром здания в единицу времени при разности температур в один градус между воздухом в помещении $t_{вн}$ и наружным $t_н$. Удельная характеристика q_0 изменяется обратно пропорционально объему здания. Для некоторых зданий она приведена в табл. IX. 1.

Для расчета теплопотерь от инфильтрации такого измерителя нет. На практике приближенную их величину при определении трансмиссионных теплопотерь учитывают соответствующим коэффициентом, который зависит от многих факторов: высоты и объема помещений, расположения и площади проемов, количества щелей в ограждающих конструкциях и величины их раскрытия, а также температуры наружного воздуха, скорости

Таблица IX.1. **Средняя температура воздуха в зданиях и удельные тепловые характеристики зданий заданного объема**

Здания	Объем, тыс. м³	Тепловая характеристика, Вт/(м³·К)		Средняя температура $t_{вн}$, °C
		отопительная $q_о$	вентиляционная $q_в$	
Жилые	10	0,38	—	18
Административные	10	0,44	0,09	18
Учебные	15	0,38	0,12	16
Школы	5	0,45	0,11	16
Детские сады, ясли	< 5	0,44	0,13	20
Больницы	10	0,42	0,33	20
Театры	30	0,23	0,42	15
Кинотеатры	10	0,35	0,45	14
Столовые	10	0,38	0,76	16
Гаражи	5	0,76	0,81	10
Бани	10	0,29	1,11	25
Прачечные	10	0,38	0,91	15
Магазины	10	0,38	0,09	15
	> 10	0,36	0,31	15

и направления ветра. На основании практических данных указанный коэффициент может быть принят равным: для общественных зданий 0,1—0,3; для промышленных зданий при наличии одинарного остекления и без специальных уплотнений притворов дверей и ворот, а также для крупных общественных зданий — 0,3—0,6; для крупных цехов, имеющих большегабаритные ворота, — 0,5—1,5 и даже 2.

Для жилых и общественных зданий максимальный расход тепла на отопление можно определить по укрупненному показателю, отнесенному к одному квадратному метру жилой площади. Этим показателем удобно пользоваться в том случае, когда известно лишь количество жилой площади, намечаемое к вводу к эксплуатацию в заданном районе. Максимальный часовой расход тепла на отопление жилых зданий, приходящийся на 1 м² жилой площади при температурах наружного воздуха 0, —10, —20, —30, —40°С соответственно равен: 90; 130; 150; 175; 185 Вт/м². При этом расход тепла на отопление общественных зданий принимают в размере 25% расхода тепла для жилых.

Максимальный расчетный расход тепла $Q_о$, Вт, на отопление при установившемся тепловом режиме здания, отнесенный к его объему и разности температур, определяют по формуле

$$Q_{а} = (1 + \beta)\, q_о \alpha V_н (t_{вн} - t_{н.о}), \qquad (IX.1)$$

где β — коэффициент, учитывающий теплопотери от инфильтрации; $q_о$ — удельная отопительная характеристика здания, Вт/(м³·К); α — поправочный коэффициент к отопительной характеристике на наружную температуру воздуха; с некоторым округлением можно определять по формуле $\alpha = 1{,}3 + 0{,}01 t_{н.о}$;

$V_н$ — объем здания по наружному обмеру без подвала, м³; $t_{вн}$ — средняя температура воздуха в отапливаемом здании, °С; $t_{н.о}$ — температура наружного воздуха, °С: при проектировании отопления принимается по климатологическим данным как средняя наиболее холодных пятидневок из восьми зим за 50-летний период.

Температура воздуха в помещении задается либо санитарными нормами, либо технологическими процессами с учетом требований санитарных норм. Значения средней температуры воздуха в некоторых зданиях приведены в табл. IX.1.

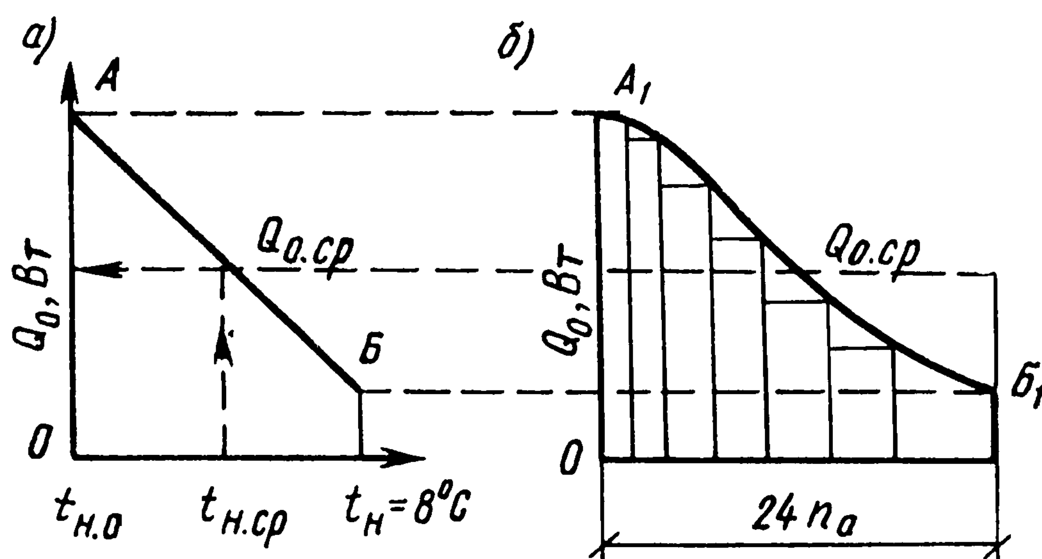


Рис. IX.1. Графики расхода тепла на нужды отопления

а — часовой; *б* — сезонный

Формулу (IX.1) можно использовать для определения часового расхода тепла в любой период отопительного сезона, подставляя значение $t_н$, соответствующее этому периоду. Так, например, начало отопительного сезона характеризуется минимальными затратами тепловой энергии. В этот момент расчетная температура наружного воздуха наиболее высокая, т. е. $t_н = 8°С$.

Как следует из формулы (IX.1), изменение расхода тепла при изменении $t_н$ имеет линейную зависимость. Чтобы знать характер изменения в течение всего сезона, достаточно определить расходы тепла при максимальном $t_н$ и минимальном значениях $t_{н.о}$. Обычно такое изменение представляют графически (рис. IX.1). На рис. IX.1,*а* на оси абсцисс отложены значения температуры наружного воздуха, на оси ординат—расходы тепла. Точки *А* и *Б* соответствуют максимальному и минимальному расходам тепла. Линия *АБ*—линейная зависимость—изменение часового расхода тепла в течение холодного периода. По такому графику можно определить часовой расход тепла на отопление при любом значении $t_н$ в указанных пределах. Для этого необходимо из точки заданного значения $t_н$ на оси абсцисс восставить перпендикуляр до пересечения с линией *АБ*. Точка пересечения будет соответствовать искомому расходу тепла. Так, на рис. IX.1,*а* пунктирной линией показано определение среднечасового расхода тепла $Q_{о.ср}$ при средней температуре наружного воздуха за отопительный период $t^{о}_{н.ср}$.

В промышленных цехах, а также в ряде общественных зданий во время перерыва в работе, а также в выходные и праздничные дни, не требуется поддерживать температуру в помеще-

нии $t_{вн}$, на заданном уровне и соответственно затрачивать максимальное количество тепла. В это время температура воздуха в помещении снижается до +5°С и обеспечивается специальным дежурным отоплением. Часовой расход тепла в этот период можно определить по формуле (IX.1), принимая $t'_{вн}=5°С$. Предел снижения $t'_{вн}$ диктуется условиями надежной эксплуатации сооружений. Сокращение расхода тепла за этот период учитывают при определении годовой потребности.

В заданном климатическом районе годовой расход тепла определяют по числу суток в отопительном периоде и по значениям $t_н$ за каждые сутки или по средней $t_н$ за весь рассматриваемый период. Степень равномерности потребления тепла зданием по суткам и за неделю выявляют в зависимости от режима работы предприятия.

Годовую потребность в тепловой энергии, МВт, для отопления административных и промышленных зданий с учетом ее снижения во внерабочее время, а также в выходные и предпраздничные дни определяют по выражению

$$Q_о^{год} = \frac{z_р\left(n_о - n_в\right)\left(t_{вн} - t^о_{н.ср}\right) + \left(24n_о + z_р n_в - z_р n_о\right)\left(t'_{вн} - t^о_{н.ср}\right)}{\left(t_{вн} - t_{н.о}\right) 10^6} Q_о, \quad (IX.2)$$

где $z_р$ — число часов работы предприятия в сутки; $n_о$ — число суток в отопительном периоде; $n_в$ — сумма выходных и праздничных дней в отопительном периоде; $t^о_{н.ср}$ — температура наружного воздуха, средняя за отопительный период, °С; 24 — число часов в сутках; $t'_{вн}$ — температура воздуха в здании в нерабочее время, °С.

Для зданий с равномерным потреблением тепла в течение суток, например, жилых и некоторых общественных с круглосуточным режимом работы, формула (IX.2) упрощается, так как $n_в = 0$, $z_р = 24$, $t'_{вн} = t_{вн}$

$$Q_о^{год} = 24n_о \frac{t_{вн} - t^о_{н.ср}}{t_{вн} - t_{н.о}} \frac{1}{10^6} Q_о. \quad (IX.3)$$

Для обеспечения эксплуатационного режима работы теплоснабжающих устройств определяют изменение отопительной нагрузки во времени в течение всего отопительного периода. Наиболее целесообразно годовое потребление тепла во времени представлять графически—рис. IX.1,*б*, где на оси абсцисс отложены последовательно с нарастающим итогом часы стояния одинаковых температур $t_н$, начиная с минимальных, а по оси ординат—расход тепла, соответствующий этим температурам.

Для конкретного объекта построение графика начинают с выявления числа часов стояния одинаковых температур $t_н$. Затем по формуле (IX.1) с учетом возможного снижения потребления тепла во внерабочее время рассчитывают требуемый расход

тепла. Полученные результаты наносят на координатную сетку графика, откладывая их на перпендикулярах, восставленных на оси абсцисс в точках изменения наружных температур. Из точек расхода тепла, отложенных на перпендикулярах, проводят линии, параллельные оси асбцисс, длиной, равной числу стояния одинаковых температур. Правые верхние углы образовавшихся прямоугольников соединяют плавной кривой. Эта кривая характеризует потребление тепла для отопления данного объекта и является основой для разработки режима работы системы теплоснабжения.

График расхода тепла в течение года можно построить, используя график часовых расходов. Для этого часовые расходы переносят на ординаты, соответствующие наружным температурам годового графика. Точки пересечения часовых расходов тепла с ординатами, соответствующими предельным значениям температур $t_{н}$ в заданном интервале, соединяют плавной кривой. Площадь, ограниченная осью абсцисс, максимальной и минимальной ординатами и плавной кривой (см. рис. IX.1,*б*, кривая $A_1Б_1$) пропорциональна годовому расходу тепла. При средней температуре за отопительный период $t^{о}_{н.ср}$ форма годового графика условно будет иметь вид прямоугольника, в котором ордината $О—Q_{о.ср}$ соответствует среднечасовому расходу тепла (см. пунктирную линию $Q_{о.ср}$ на рис. IX.1,*б*).

Расчет потребления тепла на вентиляцию. В системах вентиляции тепло затрачивается на подогрев свежего приточного воздуха до заданной температуры. Расход тепла $Q_{в}$, Вт, определяется количеством, температурой и влажностью подогреваемого воздуха

$$Q_{в} = \frac{1}{3,6} c\rho V (t_{в.г} - t_{в.х}), \qquad \text{(IX.4)}$$

где c — теплоемкость воздуха, кДж/(кг·К); ρ — плотность воздуха, кг/м³; V — объем приточного воздуха, м³/ч; $t_{в.г}$ и $t_{в.х}$ — температура воздуха за нагревателем и перед ним, °С; 1/3,6 — теплоэнергетический эквивалент для перевода кДж/ч в Вт, т. е. теплоты, Дж, в тепловую энергию, расходуемую в единицу времени, Вт.

Объем приточного воздуха соответствует объему удаляемого. Это равенство является основным правилом при решении воздушного баланса помещения. Объем удаляемого воздуха рассчитывают из условия обеспечения воздушной среды, отвечающей требованиям санитарных норм, по количеству вредных выделений (пыль, газы, аэрозоль, влага и т. п.) в помещении. Кроме того, на объем удаляемого воздуха влияет принятый способ воздухообмена.

Организация воздухообмена в помещении решается в основном одним из двух вариантов. Там, где вредные выделения можно удалить непосредственно на месте их образования, осуществляют наиболее эффективную местную вентиляцию. В этом

случае объем удаляемого воздуха становится минимальным, так как вентилируется только ограниченная рабочая зона в помещении. При этом расход тепла рассчитывают по формуле (IX.4).

Если вредные выделения распространяются по всему объему, применяют общеобменную вентиляцию, создающую в помещении требуемые условия воздушной среды путем разбавления вредных выделений чистым приточным воздухом. Воздухообмен, основанный на этом принципе, требует наибольшего объема вентилируемого воздуха, а следовательно, и наибольшего расхода тепла.

При разработке системы теплоснабжения расход тепла на нужды общеобменной вентиляции оценивают аналогично отоплению, как правило, по укрупненным измерителям. Таким измерителем является *удельная тепловая вентиляционная характеристика,* отнесенная к объему здания. Она представляет собой количество тепла, необходимое для вентиляции 1 м^3 здания в единицу времени при перепаде температур 1°.

Используя удельную характеристику, расход тепла на нужды общеобменной вентиляции $Q_{\text{в}}$, Вт, отнесенный к объему здания, определяют по формуле

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} V_{\text{н}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н.в}}), \qquad \text{(IX.5)}$$

где $q_{\text{в}}$ — удельная вентиляционная характеристика здания, Вт/(м^3·К); $t_{\text{н.в}}$ — температура наружного воздуха, °С; при проектировании вентиляции принимается по климатологическим данным как средняя за наиболее холодный период, составляющий 15% в отопительном сезоне.

Для некоторых зданий массового строительства значение вентиляционной характеристики указано в табл. IX.1.

Удельную вентиляционную характеристику можно определить также по кратности обмена и объему вентилируемого помещения

$$q_{\text{в}} = \frac{1}{3,6} mc\rho \frac{V_{\text{пом}}}{V_{\text{н}}}, \qquad \text{(IX.6)}$$

где m — кратность обмена, представляющая собой отношение количества приточного воздуха, подаваемого в единицу времени в 1 ч, к объему вентилируемого помещения.

Кроме того, максимальный расход тепла на нужды общеобменной вентиляции общественных зданий определяют по укрупненному показателю для районов, где известно лишь количество жилой площади, намечаемое к строительству. Этот показатель относят к 1 м^2 жилой площади и в зависимости от температуры наружного воздуха при 0, —10, —20, —30 и —40°С принимают соответственно равным: 9; 13; 15; 17,5 и 18,5 Вт/м^2.

Температура наружного воздуха, принимаемая при расчете тепла на вентиляцию, не является одинаковой для всех помещений. Она зависит от принятого способа воздухообмена. При

расчете местной вентиляции ее берут равной, как и для отопления, т. е. $t_{н.в} = t_{н.о}$ Значение этой температуры при общеобменной вентиляции выше, чем при отоплении. Здесь она определяется как средняя за наиболее холодный период продолжительностью, равной 15% отопительного сезона. Допустимое повышение уровня $t_{н.в}$ при температурах наружного воздуха наиболее холодного периода обусловлено возможностью увеличения рециркуляции воздуха. В период пониженных наружных температур требуемая температура приточного воздуха достигается путем подмешивания к наружному более теплого воздуха, забираемого из вентилируемого помещения. Благодаря этому уменьшается объем приточного свежего воздуха, поступающего на подогрев, и соответственно сокращается потребность в тепловой энергии на нужды общеобменной вентиляции. Следует отметить, что указанное повышение $t_н$, обусловленное снижением потребности в тепловой энергии в часы ее максимального расхода, допускается только для общеобменной вентиляции и то в тех помещениях, в которых разрешается рециркуляция воздуха. В цехах же, где по характеру вредных выделений рециркуляция воздуха не допускается, за расчетную температуру принимают отопительную независимо от принятого способа воздухообмена, т. е. $t_{н.в} = t_{н.о}$.

Если для сооружений удельная вентиляционная характеристика неизвестна, то количество приточного воздуха определяют исходя из количества вредных выделений по методике, изложенной в учебниках по вентиляции.

В помещениях, где приточный вентиляционный воздух содержит такое количество тепла, которого достаточно для компенсации теплопотерь, система отопления не требуется. В таких помещениях функции дежурного отопления выполняет та же система вентиляции, но работающая на неполную мощность. Если система вентиляции одновременно со своим назначением компенсирует требуемые теплопотери, в этом случае отопление называют совмещенным с вентиляцией.

Расход тепла на вентиляцию, так же как и на отопление, зависит от наружной температуры. При местной и общеобменной вентиляции без рециркуляции воздуха эта зависимость аналогична отопительной (рис. IX.2,*а*, линия *АВ*).

При общеобменной вентиляции с рециркуляцией воздуха аналогия наблюдается только в диапазоне наружных температур от +8 до $t_{н.в}$ (линия *БВ*). При дальнейшем снижении температуры наружного воздуха, т. е. когда $t_н \leqslant t_{н.в}$, расход тепла не изменяется и сохраняется на уровне $t_{н.в}$ в течение всего наиболее холодного периода, линия расхода *ГБ* параллельна оси абсцисс.

Годовой расход тепла на вентиляцию, МВт, определяют на основании часового при соответствующем способе воздухообмена в зависимости от числа часов работы системы вентиляции.

При общеобменной вентиляции с рециркуляцией воздуха: с перерывами работы в течение суток и в выходные дни

$$Q_{в}^{год} = \left(0,15 + 0,85\,\frac{t_{вн} - t_{н.ср}^{в}}{t_{вн} - t_{н.в}}\right)(n_{о} - n_{в})\,z_{р}\,\frac{1}{10^{6}}\,Q_{в}; \qquad (IX.7)$$

при круглосуточной работе без перерыва в выходные дни ($n_{в}=0$; $z_{р}=24$)

$$Q_{в}^{год} = \left(0,15 + 0,85\,\frac{t_{вн} - t_{н.ср}^{в}}{t_{вн} - t_{н.в}}\right)24n_{о}\,\frac{1}{10^{6}}\,Q_{в}. \qquad (IX.8)$$

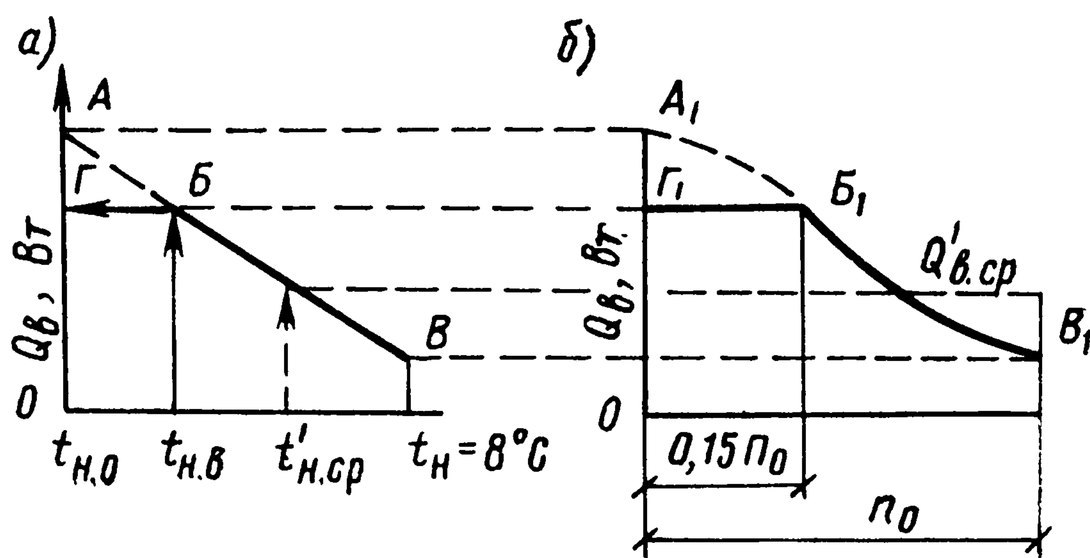


Рис. IX.2. Графики расхода тепла на нужды общеобменной вентиляции

а — часовой; *б* — сезонный

При местной и общеобменной вентиляции без рециркуляции: с перерывами в работе в течение суток и в выходные дни

$$Q_{в}^{год} = z_{р}\,(n_{о} - n_{в})\,\frac{t_{вн} - t_{н.ср}^{о}}{t_{вн} - t_{н.о}}\cdot\frac{1}{10^{6}}\,Q_{в}; \qquad (IX.9)$$

при круглосуточной работе без перерыва в выходные дни ($n_{в}=0$; $z_{н}=24$)

$$Q_{в}^{год} = 24n_{о}\,\frac{t_{вн} - t_{н.ср}^{о}}{t_{вн} - t_{н.о}}\,\frac{1}{10^{6}}\,Q_{в}, \qquad (IX.10)$$

где $t_{н.ср}^{в}$ — температура наружного воздуха, средняя в течение умеренного холодного периода, °С (табл. IX.2); $z_{р}$ — число часов работы системы вентиляции в сутки.

Если имеются сведения о продолжительности умеренно холодного периода (для некоторых городов см. табл. IX.2), то расчеты по формулам (IX.7)—(IX.10) значительно упрощаются.

Режим работы системы вентиляции разрабатывают на основании годового графика потребления тепла. Построение этого графика (рис. IX.2,*б*) производится аналогично отопительному для систем вентиляции без рециркуляции воздуха. Для общеобменной вентиляции имеется особенность. Здесь график разделен на две части: первая (левая)—соответствует наиболее холодному периоду и имеет постоянный расход тепла в течение этого периода. Линия $Г_1 Б_1$ параллельна оси абсцисс, расход тепла

Таблица IX.2. **Средняя температура наружного воздуха и продолжительность умеренно холодного периода в отопительном сезоне**

Город	Умеренно холодный период		Город	Умеренно холодный период	
	$t^{в}_{н.ср}$	сутки		$t^{в}_{н.ср}$	сутки
Алма-Ата	—0,8	129	Ленинград	—0,5	193
Астрахань	0	137	Липецк	—2,2	183
Ашхабад	+3,4	87	Минск	—0,1	180
Винница	+0,1	170	Москва	—1,4	192
Воркута	—6,4	282	Мурманск	—2,3	274
Душанбе	+3,3	98	Смоленск	—1,5	193
Ереван	+0,8	128	Таллин	+0,9	193
Запорожье	+0,7	151	Ташкент	+2,0	112
Киев	+0,1	166	Чебоксары	—3,9	204

определяется площадью прямоугольника $O—Г_1—Б_1—0{,}15\ n_0$. Вторая часть, соответствующая умеренно холодному периоду, имеет переменный расход тепла—линия $Б_1 В_1$.

Расчет потребности тепла на горячее водоснабжение. Для подогрева воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, расходуется значительное количество тепла. В некоторых зданиях потребность в горячей воде настолько велика, что на ее подогрев затрачивается тепла больше, чем на отопление. Особенность эксплуатационного режима работы систем горячего водоснабжения заключается в том, что расход воды, разбираемой из системы, не является постоянным в течение суток или смены. Он изменяется в широких пределах и зависит от числа и продолжительности одновременного действия водоразборных точек. Неравномерность режима работы наблюдается не только по часам суток, но и по дням недели. В частности, в жилых зданиях максимальный расход горячей воды, а следовательно, и наибольший часовой расход тепла, зарегистрирован в утренние и в вечерние часы (рис. IX.3, *а*).

Как видно из рис. IX.3,*а*, в часы максимального водопотребления расход тепла в несколько раз превышает среднечасовой за сутки. Между тем в ночное время (от 0 до 6 ч) расход тепла незначителен и составляет всего 4% среднечасового. Исследования, проведенные А. В. Хлудовым, показали, что наибольший расход отмечается в предпраздничные дни. Здесь пиковая нагрузка превышает среднечасовую более чем в 3 раза, а ее продолжительность в 2 раза более, чем в выходной день.

При проектировании тепловых сетей расчетный расход тепла на подогрев воды принимают или максимальный, или среднечасовой в зависимости от конкретного объекта. Выбор того или иного расхода определяется количеством потребляемой воды в единицу времени, продолжительностью пиковой нагрузки, а также требованиями, предъявляемыми к надежности действия и

к качеству теплоснабжения данного объекта. Для работы системы с максимальным расходом требуется более мощное оборудование, которое в часы уменьшения пиковой нагрузки работает с пониженным КПД.

Для повышения экономичности системы теплоснабжения крупных потребителей, имеющих в сутки сравнительно небольшую продолжительность пиковой нагрузки тепла на нужды горячего водоснабжения, за *расчетный расход* принимают *сред-*

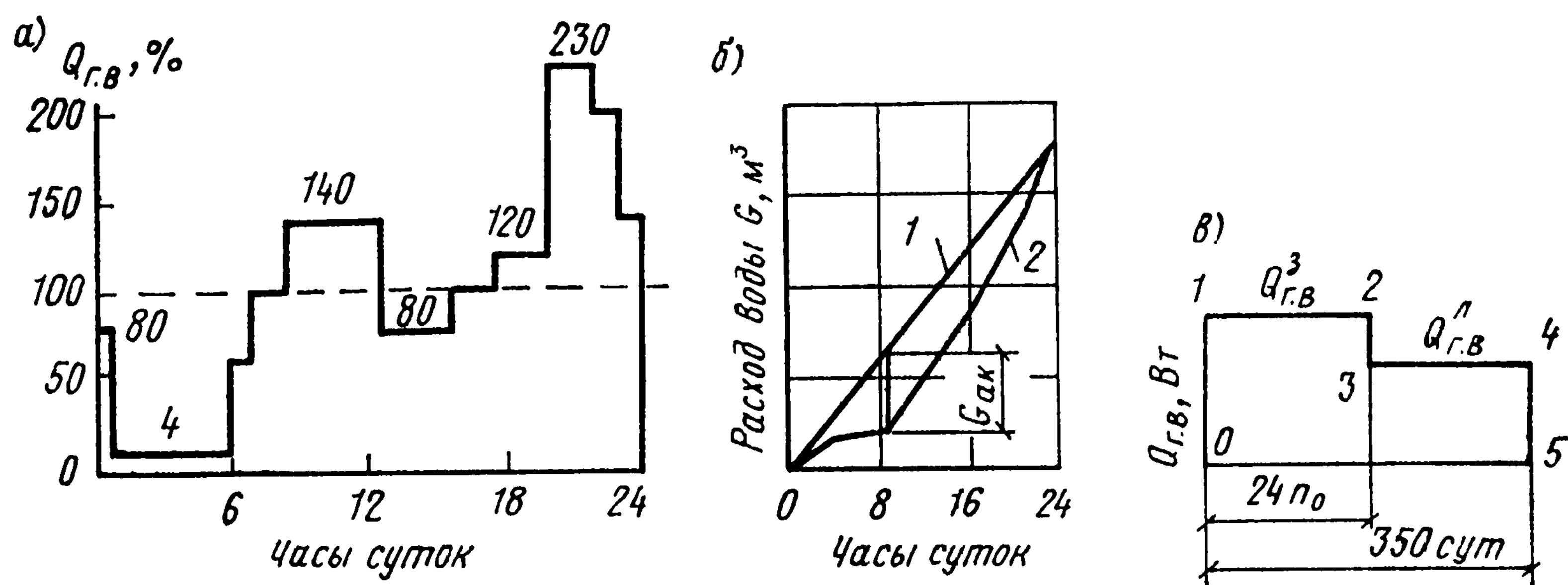


Рис. IX.3. Графики расхода тепла и воды на нужды горячего водоснабжения

а — часовой; *б* — интегральный; *в* — годовой

нечасовой. При этом в системе теплоснабжения предусматривают специальные мероприятия и устройства, позволяющие без ухудшения качества снабжения горячей водой сократить расчетный расход и довести его до среднечасового. Одним из мероприятий, снижающих пиковую нагрузку, является установка баков-аккумуляторов горячей воды, в результате чего соответственно уменьшается мощность генераторов тепла, снижаются диаметры трубопроводов и связанные с этим капитальные и эксплуатационные затраты. Объем бака $G_{ак}$, установленного у потребителя, определяется по линии подачи *1* и по интегральной кривой расхода горячей воды *2* (рис. IX.3, *б*).

При определении расчетного расхода тепла, необходимого для подогрева воды, учитывают следующие факторы: норму водопотребления, начальную и конечную температуры нагреваемой воды, а также режим работы системы горячего водоснабжения в течение суток или смены. Норма водопотребления и конечная температура нагреваемой воды устанавливаются соответствующими нормативными документами или технологическими требованиями производственных процессов. Так, согласно СНиП II-Г.8-62 «Горячее водоснабжение. Нормы проектирования» для зданий различного назначения заданы нормы расхода горячей воды на бытовые нужды и ее конечная температура, равная +65°С. Начальную температуру $t_х$ определяют для каждого объекта по фактическим данным источника водоснаб-

жения. При отсутствии таких данных ее принимают в зависимости от времени года: в холодный период, т. е. в течение отопительного сезона, $t_{х.з} = +5°C$, в теплый—$t_{х.л} = +15°C$.

Если конечная температура подогреваемой воды отличается от +65°С, то для определения нормы расхода воды при любой температуре используют формулу

$$a_t = a_{65} \frac{65 - t_{х.з}}{t_г - t_{х.з}}, \qquad (IX.11)$$

где a_{65} — норма расхода воды при температуре 65° С на единицу водопотребления, л/сут; $t_{х.з}$ и $t_г$ — начальная и конечная температуры подогреваемой воды, °С.

Расчетный расход тепла определяют по количеству воды, расходуемой в течение часа, за сутки или смену наибольшего водопотребления. При этом различают потребителей с равномерным и неравномерным потреблением горячей воды в течение суток.

Для *зданий с неравномерным потреблением* (жилые дома, гостиницы, больницы и т. п.) расчетным расходом тепла является или средний

$$Q_{г.в.ср} = \frac{1}{3,6} \frac{ca\rho m (t_г - t_{х.з})}{z_р}, \qquad (IX.12)$$

или максимальный

$$Q_{г.в.макс} = kQ_{г.в.ср}, \qquad (IX.13)$$

где c — теплоемкость подогреваемой воды при средней температуре, кДж/(кг·К); a — норма расхода горячей воды на единицу водопотребления, л/сут; ρ — плотность воды при средней температуре, кг/м^3; m — число жителей или единиц водопотребления; $t_г$ и $t_{х.з}$ — температуры воды за нагревателем и перед ним, °С; $z_р$ — число часов работы системы горячего водоснабжения в сутки или в смену; $\frac{1}{3,6}$ — теплоэнергетический эквивалент; k — коэффициент часовой неравномерности, принимаемый по нормам проектирования систем горячего водоснабжения в зависимости от назначения зданий.

Для *зданий с равномерным потреблением воды* в течение суток или смены (прачечные, предприятия с потреблением воды на технологические нужды) *среднечасовой и максимальный* расходы тепла являются одинаковыми, т. е.

$$Q_{г.в.макс} = Q_{г.в.ср} = \frac{1}{3,6} ca\rho m (t_г - t_{х.з}). \qquad (IX.14)$$

Если систему теплоснабжения проектируют на заданную численность населения для предполагаемых к строительству городов и рабочих поселков, то среднечасовой расход тепла на горячее водоснабжение определяют по укрупненному показателю $q_{г.в}$ одновременно для жилых и общественных зданий

$$Q_{г.в.ср} = mq_{г.в}. \qquad (IX.15)$$

Согласно СНиП II-36-73, укрупненный показатель среднечасового расхода тепла на горячее водоснабжение на одного человека $q_{г.в}$ при норме расхода воды 80—130 л/сут соответственно равен 290—440 Вт.

В летний период для всех зданий, кроме промышленных и расположенных в курортных и южных городах, наблюдается снижение среднечасового расхода воды, а следовательно, и тепла. Это снижение на основании практических данных учитывают коэффициентом, равным 0,8, т. е.

$$Q^{л}_{г.в.ср} = 0{,}8 Q_{г.в.ср}. \qquad (IX.16)$$

Годовой расход тепла на нужды горячего водоснабжения, МВт, определяют на основании среднечасовых расходов по каждому виду потребления за зимний и летний периоды

$$Q^{год}_{г.в} = \left[z_р n_о Q_{г.в.ср} + z_р \left(350 - n_о\right) Q^{л}_{г.в.ср}\right] \frac{1}{10^6}, \qquad (IX.17)$$

где $z_р$ — число часов работы системы горячего водоснабжения в сутки; $n_о$ — число суток в отопительном периоде; 350 — число суток работы системы горячего водоснабжения в год.

Графически годовой расход тепла на нужды горячего водоснабжения представляет прямую линию, параллельную оси абсцисс, *1—2* или *3—4* на рис. IX.3, *в* как в зимний (наибольший расход), так и в летний периоды. Условно принимают, что расход тепла между летним и зимним периодами изменяется одновременно с наступлением отопительного сезона, т. е. когда $t_н = 8°C$ и ниже. Площадь, ограниченная осью абсцисс и линией *0—1—2—3—4—5*, представляет годовую потребность тепла, которую учитывают при создании режима работы системы теплоснабжения объекта.

Общая тепловая потребность объекта, определяющая мощность системы теплоснабжения, является суммой расчетных расходов по отдельным видам теплопотребления

$$Q = k\left(Q_о + Q_в + Q_{г.в} + Q_т\right), \qquad (IX.18)$$

где k — коэффициент, учитывающий потери тепла при транспортировании и на собственные нужды источника тепла; принимается равным 1,05—1,2.

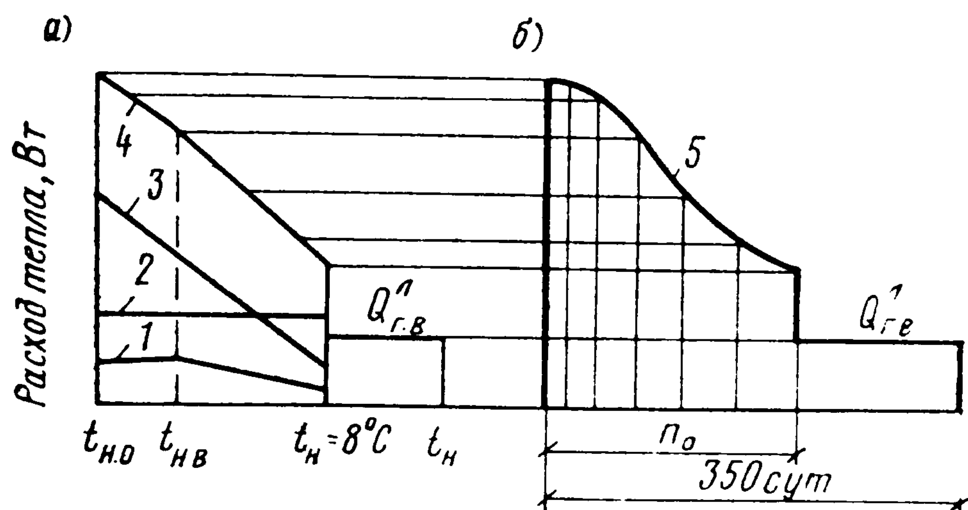


Рис. IX.4. Графики расхода тепла объектом

а — часовой; *б* — годовой; *1, 2, 3, 4* — соответственно расход тепла вентиляцией, горячим водоснабжением, отоплением и суммарный; *5* — годовой график теплопотребления

Изменение мощности теплоснабжающих устройств во времени получают суммированием расчетных расходов, удовлетворяющих все нужды одновременно действующих потребителей данного объекта в рассматриваемый период. Расчетный расход тепла на отдельные нужды (*1, 2, 3*) и по объекту в целом (*4*) представляют графически (рис. IX.4, *а*) в зависимости от $t_н$, аналогично отопительному графику (см. рис. IX.1). На основании этого графика выявляют годовое теплопотребление объекта, по которому осуществляют регулирование отпускаемого тепла. Графическое изображение изменения тепловой потребности объекта строят по продолжительности стояния в определенные периоды одинаковых температур $t_н$, принимаемых по климатологическим данным.

Годовое теплопотребление объекта, так же как и на отдельные нужды, изображают в осях координат, справа от графика расчетных расходов (рис. IX.4, *б*). Так же как и для отопительного графика, на оси абсцисс в масштабе откладывают продолжительность стояния $t_н$, начиная с минимальной температуры наружного воздуха. Для соответствующих значений $t_н$ общий расчетный расход тепла из левого графика переносят на ординаты начала и окончания продолжительности стояния этих $t_н$. Точки пересечения, являющиеся расходами тепла в конце каждого периода стояния $t_н$, соединяют плавной кривой *5*. Эта кривая характеризует потребление тепловой энергии данного объекта в течение года.

Годовой график теплопотребления можно построить и другим способом. Для этой цели по формулам (IX.1), (IX.4), (IX.5), (IX.12)—(IX.16) определяют расход тепла при выявленных уровнях наружных температур. Полученные значения откладывают на соответствующих ординатах и соединяют плавной кривой.

§ 38. ИСТОЧНИКИ И СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Средства обеспечения тепловой энергией коммунально-бытовых и производственных потребителей в городах и рабочих поселках непосредственно влияют на их санитарное состояние, экономику, а также на степень благоустройства зданий и сооружений.

Комплекс устройств, оборудование и коммуникации трубопроводов, предназначенные для производства тепловой энергии, ее транспортирования и потребления, принято называть *системой теплоснабжения*. Известно несколько вариантов систем теплоснабжения, различающихся типом и мощностью источника тепла, потенциалом теплоносителя, дальностью транспортирования тепловой энергии и др.

Источник тепла является одним из факторов, определяющих тот или иной способ теплоснабжения. К основным источникам

тепловой энергии в этих системах относятся: тепловые электростанции, атомные электротепловые станции, районные, квартальные и домовые котельные. Генераторы тепла, устанавливаемые в этих источниках, различаются как по назначению, так и по другим признакам: конструктивному исполнению, тепловой мощности, виду и потенциалу вырабатываемого теплоносителя. К источникам тепла относятся также котлы поквартирного отопления, котлы-плиты, печи и другие огневые приборы.

Теплоснабжение зданий и сооружений в зависимости от типа источника тепла можно разделить на следующие основные группы:

1) централизованное от городских и загородных теплоэлектроцентралей (ТЭЦ), а также от атомных теплоэлектростанций (АТЭЦ), осуществляемое в крупных городах и больших жилых массивах;

2) централизованное от районных или квартальных котельных (применяется как в больших жилых массивах, так и в отдельных жилых кварталах);

3) местное от домовых или групповых котельных (применяется для обеспечения теплом одного или группы зданий);

4) децентрализованное от источников тепла, устанавливаемых непосредственно в отапливаемых помещениях (предназначено для отопления, а иногда и горячего водоснабжения одноквартирных жилых домов и отдельных помещений).

Перечисленные способы теплоснабжения характеризуются различными показателями качества, надежности работы и экономичности, различными объемами капитальных вложений. Поэтому при строительстве новых городов целесообразный способ теплоснабжения выбирают на основании технико-экономического расчета, главными критериями которого служат величина и концентрация тепловой нагрузки. Однако при застройке крупных жилых массивов, располагаемых на значительном расстоянии от городов, при выборе способа теплоснабжения учитывают также объемы финансирования, выделенные для строительства данного комплекса. При строительстве новых городов и застройке крупных жилых массивов в существующих городах ос-

Таблица IX.3. **Развитие отдельных систем теплоснабжения**

Система теплоснабжения	Охват потребителей, %, по годам			
	1958	1970	1975	1980
Централизованная:				
от ТЭЦ	37	41	47	49
от районных и квартальных котельных	34	44	44	44
Местная и децентрализованная	29	12	6	4
Прочие источники		3	3	3

новным и наиболее экономичным способом теплоснабжения является централизованное от ТЭЦ — теплофикация. Теплофикация благодаря экономичности широко применяется и в городах со старой застройкой, вытесняя существующее местное и децентрализованное теплоснабжение (табл. IX.3).

Теплофикация. Под *теплофикацией* следует понимать *централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки тепла и электрической энергии от тепловых и атомных электростанций.* На тепловых станциях устанавливают самые мощные современные паровые котлоагрегаты, на атомных станциях—специальные атомные реакторы. Мощность существующих ТЭЦ по тепловой нагрузке составляет 1000—2000 МВт.

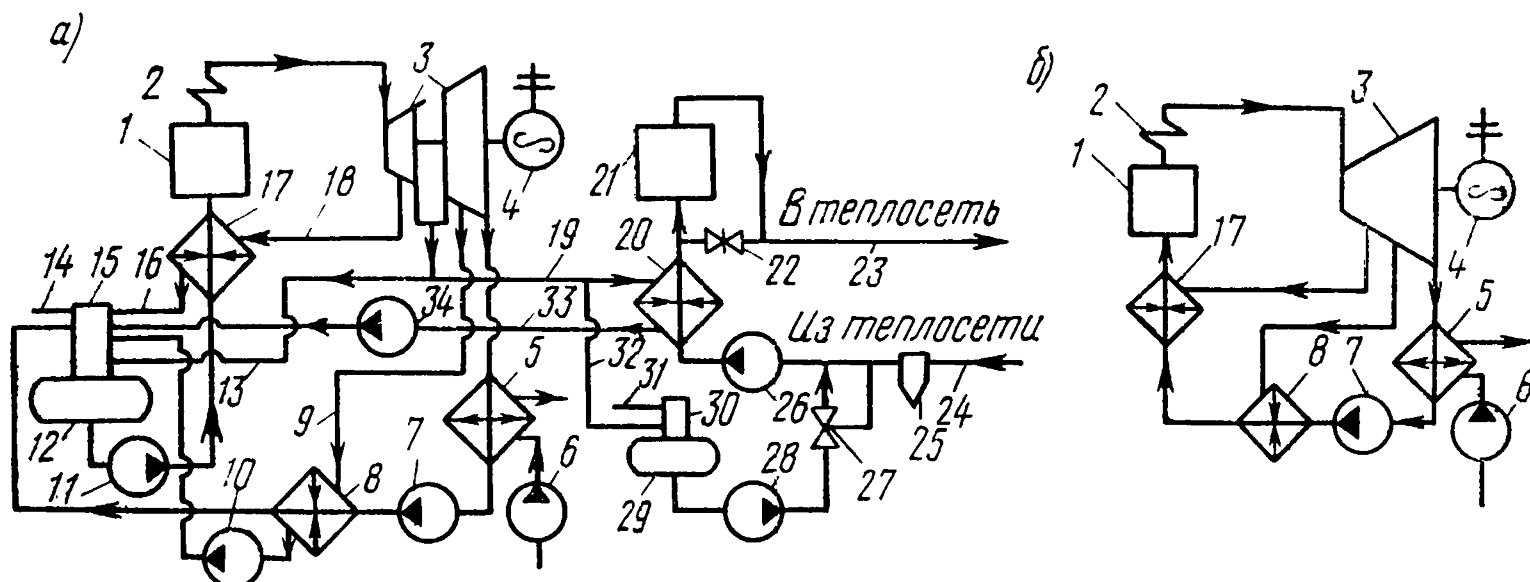


Рис. IX.5. Структурная схема тепловой электрической станции
а — теплоэлектроцентрали; *б* — конденсационной

Принцип действия тепловой электростанции (рис. IX.5) следующий. Пар из котла *1* с давлением около 14 МПа и температурой около 570°С, проходя пароперегреватель *2*, поступает в турбину *3*. В турбине тепловая энергия пара превращается в механическую. Пар оказывает давление на лопатки турбины и заставляет ее вращаться. Турбина при вращении увлекает за собой генератор *4*, соединенный с турбиной на одном валу. Генератор при вращении вырабатывает электрическую энергию, которая поступает в энергосистему городов. Отработавший пар с давлением 0,004 МПа и температурой около 28°С из турбины направляется в конденсатор *5*, в котором вследствие охлаждения водой, подаваемой насосом *6* из водоема или градирни (специального охладителя башенного типа), пар превращается в воду (конденсируется).

При конденсации пара выделяется значительное количество тепла (скрытое тепло конденсации), за счет которого нагревается охлаждающая вода. Тепло этой воды ввиду низкого его потенциала не используется. Вода, подогретая в конденсаторе, сбрасывается в водоем или направляется в градирню для ох-

лаждения и последующего использования в этом же конденсаторе.

Образовавшийся конденсат с помощью конденсационного насоса *7* перекачивается в колонку деаэратора *15*, подогреваясь предварительно в нагревателе низкого давления *8* паром, специально отбираемым из турбины и поступающим по трубопроводу *9*. Конденсат из нагревателя *8* насосом *10* подается в колонку деаэратора. Туда же поступают добавочная вода *14*, прошедшая химическую очистку, и конденсат *16* из подогревателя высокого давления *17*. В колонке деаэратора происходит подогрев смеси добавочной воды и конденсата паром, отбираемым из турбины по трубопроводу *13*. Подогретая смесь скапливается в баке деаэратора *12*, откуда питательным насосом *11* подается для подогрева в нагреватель высокого давления *17*. В этот нагреватель по трубопроводу *18* подается пар высокого давления из специального отбора турбины. Окончательно подогретая вода направляется в котел. Этим заканчивается так называемый электрический цикл конденсационной станции.

Упрощенная тепловая схема конденсационной электростанции, работающая по описанному выше циклу, приведена на рис. IX.5,*б*. Для большей ясности в этой схеме показано только основное оборудование, выполняющее аналогичные функции, что и в схеме на рис. IX.5,*а*.

Выработка электроэнергии на тепловых станциях составляет более 80% электроэнергии, производимой в нашей стране. Следует отметить, что на конденсационных электрических станциях (КЭС) вследствие потери значительного количества тепла в конденсаторе (при конденсации пара) термический КПД составляет примерно 34—36%. Стремление повысить КПД и соответственно получить экономию топлива привело к идее централизованного теплоснабжения от теплоэлектростанции к теплофикации. Для этого из турбины *3* (см. рис. IX.5) специально отбирают пар с давлением 0,2—0,3 МПа и направляют его по трубопроводу *19* в основной теплофикационный подогреватель *20* для нагревания воды, циркулирующей в тепловых сетях. Циркуляция осуществляется сетевыми насосами *26*. Конденсат из нагревателя *20* перекачивается по трубопроводу *33* конденсационным насосом *34* в колонку деаэратора. В основном подогревателе *20* сетевая вода нагревается до 120°С. Далее вода нагревается до заданной температуры, например до 150°С, в специальных пиковых котлах *21* или пиковых подогревателях, работающих на остром паре через редукционно-охладительную установку (РОУ).

Пиковые котлы (подогреватели) включаются в работу периодически при повышенной тепловой нагрузке в периоды стояния низкой $t_н$, т. е. когда температуру в подающей магистрали тепловой сети *23* требуется поддерживать выше 120°С. При этом на подающем трубопроводе задвижка *22* должна быть за-

крыта. Охлажденная вода возвращается из тепловой сети по трубопроводу *24* и проходит грязевик *25*.

Восполнение воды в тепловую сеть производится из специального бака деаэратора *29* подпиточным насосом *28*. Водопроводная вода *31*, предназначенная для подпитки системы теплоснабжения, после химической обработки (умягчения) поступает на дегазацию в колонку деаэратора *30*, где подогревается паром *32*, отбираемым из турбины. Подпиточный насос включается автоматически с помощью регулятора подпитки *27*, который включает насос как только давление в обратном трубопроводе тепловой сети становится ниже требуемого. Грязевик *25* для улавливания грязи и шлама из воды, циркулирующей в тепловой сети, устанавливают перед сетевыми насосами.

Таким образом, теплоэлектроцентраль одновременно вырабатывает тепловую и электрическую энергию. При такой комбинированной выработке, являющейся главной особенностью теплофикации, используется тепло, выделяемое в нагревателях при конденсации пара, который предварительно проходит турбину. Это тепло на конденсационных электростанциях, как указывалось выше, «терялось» с охлаждающей водой.

Тепловая электростанция имеет термический КПД около 80%. Применение на станции пиковых котлов вместо пиковых подогревателей позволяет отказаться от использования станционных энергетических котлов через РОУ, которые значительно дороже пиковых, например ПТВМ и др. Одновременно обеспечивается номинальная выработка электрической энергии, являющейся наиболее совершенным ее видом.

Использование атомной энергии для комбинированной выработки электрической и тепловой энергии в настоящее время приобретает актуальное значение. Исследования, проведенные в этой области, доказали техническую возможность создания атомных теплоэлектроцентралей (АТЭЦ). Сравнительные расчеты показывают, что, несмотря на необходимость разрешения ряда сложных специфических вопросов, связанных с обеспечением радиационной безопасности сетевой воды, атомные станции при тепловой мощности 1700 МВт и выше становятся экономичнее ТЭЦ, работающих на органическом топливе.

В последнее время создано несколько схем атомных станций, в которых предусмотрены соответствующие средства защиты сетей воды от попадания радиоактивного пара.

При теплоснабжении от АТЭЦ для удовлетворения пиковой тепловой нагрузки могут быть использованы теплофикационные турбины с промышленным отбором пара или построены в этом районе специальные пиковые котельные с водогрейными котлами, работающими на органическом топливе.

Схема АТЭЦ с промежуточной средой (рис. IX.6) является одним из приемлемых технических решений. Атомная электротепловая станция включает оборудование для одновременной

выработки электрической и тепловой энергии. Принцип работы такой станции заключается в следующем. Высокопотенциальный теплоноситель—активный пар, например с давлением 12,5 МПа и температурой 300°С, из реактора *1* поступает в парогенератор *4* для выработки вторичного теплоносителя—водяного пара. Этот пар, обладающий сравнительно высокой потенциальной энергией, например $p=4$ МПа и $t=250$°С, так же как и в схеме ТЭЦ, направляется по магистрали *5* в турбину *6*, где часть тепловой энергии превращается в технически ценную—механическую.

Турбина и генератор *7* соединены на одном валу. В результате давления пара на лопатки происходит вращение турбины. При этом генератор вращается и вырабатывает электрическую энергию. Пар, отдавший в турбине значительную часть энергии, направляется в теплообменник *8* или конденсатор. Там он подогревает сетевую воду *9* и *10*, циркулирующую в тепловой сети, за счет использования скрытой теплоты конденсации и одновременного снижения температуры. Охлажденный таким образом конденсат перекачивается насосом *11* по трубопроводу *12* в парогенератор.

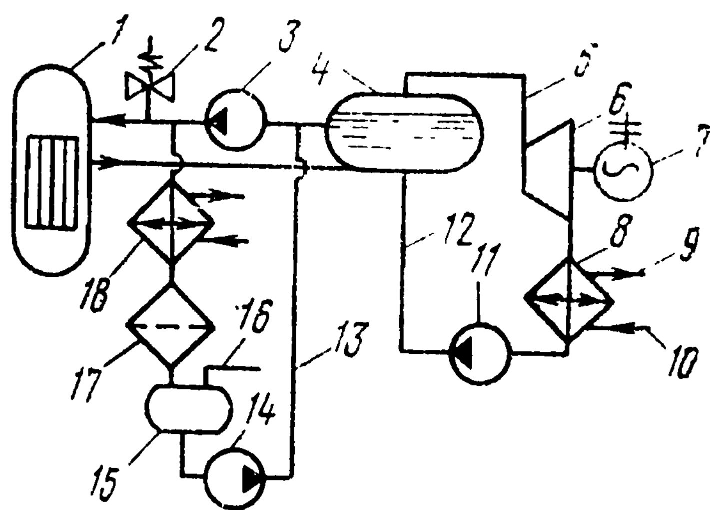


Рис. IX.6. Структурная схема атомной теплоэлектроцентрали

Первичный теплоноситель после парогенератора и циркуляционного насоса *3* частично поступает в подпиточную емкость *15*, проходя охладитель *18* и специальную фильтрацию в оборудовании *17*. Вода, необходимая для пополнения, подвергается умягчению и дегазации. Затем по трубопроводу *16* вода поступает в емкость *15*, откуда подпиточным насосом *14* по трубопроводу *13* подается в обратную магистраль. На этой магистрали установлен предохранительный клапан *2*. Подпитка и циркуляция сетевой воды осуществляется по обычной схеме (см., например, рис. IX.5).

Централизованное теплоснабжение от крупных котельных. Источники тепла при этом виде теплоснабжения оборудованы паровыми котлами, вырабатывающими пар, и водогрейными котлами, подогревающими сетевую воду. Паровые котельные отпускают потребителям в качестве теплоносителей не только пар, но и горячую воду. В последнем случае в котельной устанавливают специальные пароводяные нагреватели.

Принцип действия паровой котельной (рис. IX.7) следующий. Пар из котла *8* поступает в сборный коллектор *9*, откуда по трубопроводу *12* он направляется к потребителям, к нагревателям сетевой воды *11* и *10*, а также на собственные нужды котельной *4* (в колонку деаэратора *2* и к питательному паро-

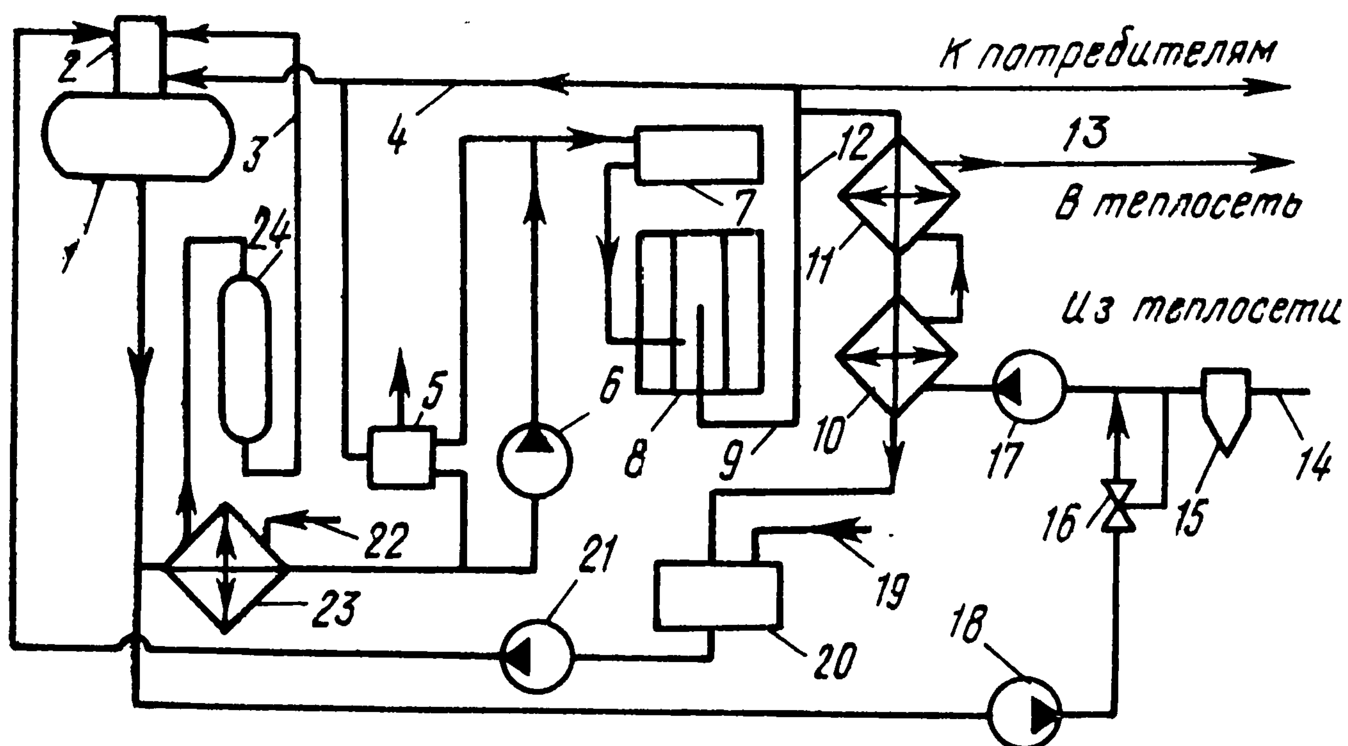


Рис. IX.7. Структурная схема паровой котельной установки, отпускающей потребителям пар и горячую воду

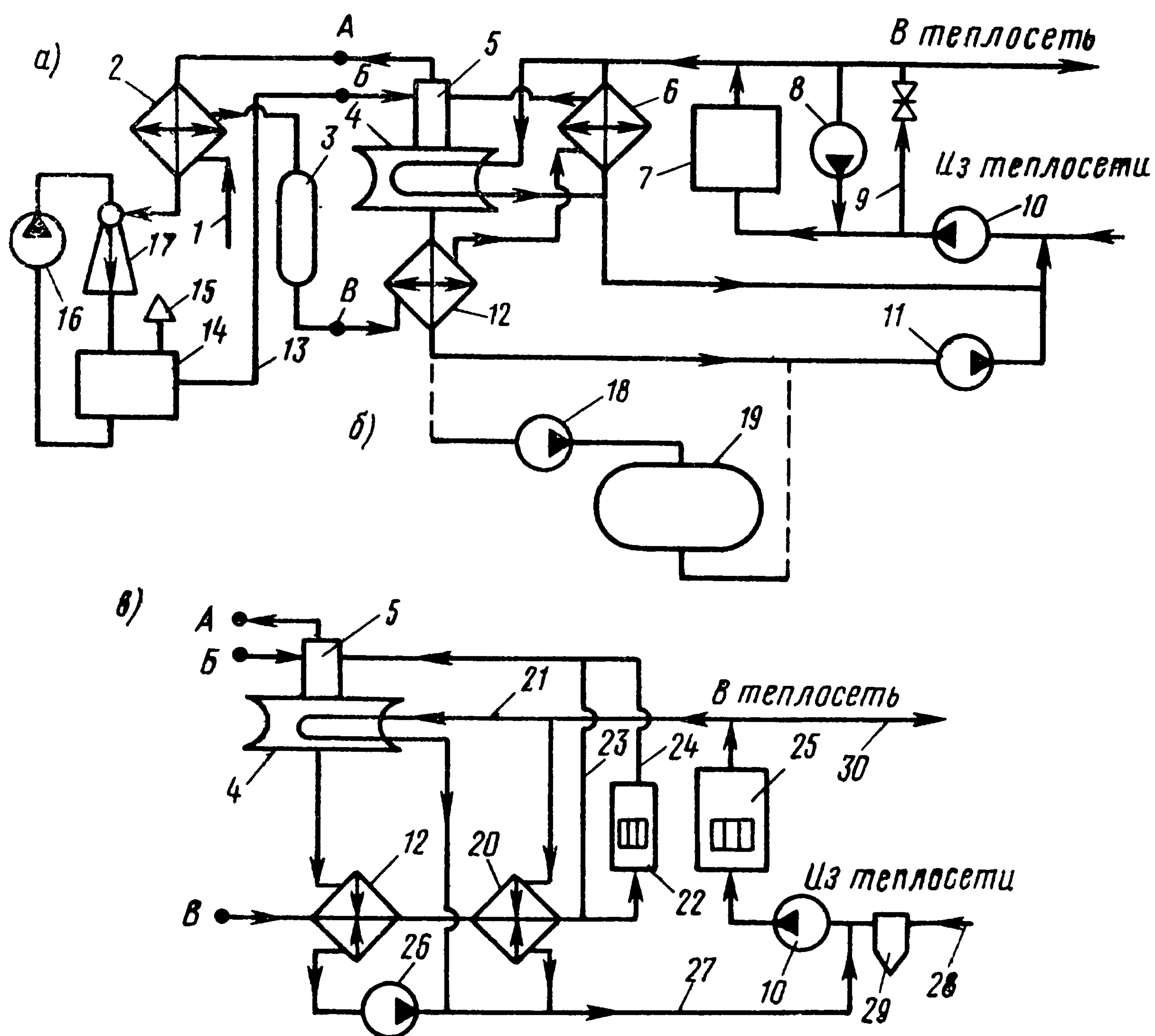


Рис. IX.8. Структурные схемы водогрейных котельных

а — для закрытой системы теплоснабжения; *б* — для открытой системы теплоснабжения с баком-аккумулятором горячей воды; *в* — с электрокотлами; *А* — из подогревателя выпара; *Б* — из расходного бака; *В* — из ХВО

му насосу *5*). Конденсат от потребителей *19* и от конденсатоохладителя *10* собирается в конденсационном баке *20*, откуда перекачивается конденсатным насосом *21* в колонку деаэратора *2*. Для питания котлов и восполнения потерь конденсата используют водопроводную воду *22*, которая предварительно подогревается в нагревателе *23*, проходит катионитовые фильтры *24* и по трубопроводу *3* направляется в колонку деаэратора *2* для дегазации за счет подогрева до 104°С. Из бака деаэратора *1* питательными насосами (паровым *5* или центробежным с электрическим приводом *6*) умягченная и деаэрированная вода подается в экономайзер *7*, где она подогревается продуктами сгорания, и направляется в котел.

Подогрев воды в деаэраторе происходит следующим образом. Умягченная вода подается в верхнюю часть колонки деаэратора. Пар для ее подогрева с давлением 0,11—0,12 МПа поступает снизу колонки. Вода в колонке деаэратора стекает по тарелкам и вследствие контактного теплообмена подогревается паром. Пар при этом почти полностью конденсируется, а из воды выделяются кислород и углекислый газ, которые вместе с частично оставшимся паром (около 3%) удаляются в атмосферу. Пополнение сетевой воды осуществляется подпиточным насосом *18* в обратную магистраль *14* через регулятор подпитки *16*. Сетевая вода проходит грязевик *15* и насосом *17* подается в нагреватели и в тепловую сеть *13*.

Принцип действия водогрейной котельной при закрытой системе теплоснабжения (рис. IX.8, *а*) следующий. Сетевая вода под давлением, создаваемым насосом *10*, поступает в котел *7*, где подогревается до требуемой температуры, например до 150°С, и направляется в тепловую сеть. Для компенсации утечек подается водопроводная химически очищенная вода из бака-деаэратора *4* подпиточным насосом *11*. По трубопроводу *1* водопроводная вода направляется в охладитель выпара *2*, откуда поступает в оборудование для химической очистки от солей жесткости *3*. Затем она несколько подогревается в нагревателе *12* и поступает на дополнительный подогрев в нагреватель *6*, откуда направляется в колонку *5* вакуумного бака-деаэратора *4*.

В баке деаэратора поддерживается температура воды 60—70°С за счет расположенного в нем змеевика. В колонке деаэратора вследствие разрежения, создаваемого эжектором *17*, вода вскипает при температуре 60—70°С, чему соответствует разрежение 0,02—0,035 МПа. Образовавшийся выпар, содержащий кислород и углекислоту, из колонки деаэратора засасывается эжектором *17*, проходит охладитель выпара *2*, где подогревает водопроводную воду, и подается в расходный бак *14*. Давление в эжекторе создает специальный насос *16*.

В расходном баке из воды выделяется кислород и углекислота, которые удаляются в атмосферу через воздушную труб-

ку *15*. Вода из расходного бака по трубопроводу *13* за счет разрежения поступает в колонку *5* деаэратора *4*. Затем из бака *4* подпиточным насосом *11* она подается в обратную магистраль тепловой сети перед сетевым насосом. Для подогрева умягченной воды в нагревателе *6* и в баке деаэратора *4* используется горячая вода, идущая непосредственно из котлов, которая затем направляется в тепловую сеть для подпитки.

Во избежание выпадения конденсата из дымовых газов на хвостовые поверхности нагрева котлов при низкой температуре обратной воды последнюю перед входом в котлы подогревают до температуры, превышающей температуру насыщения водяных паров, находящихся в дымовых газах. Подогрев осуществляется путем подмешивания горячей воды из подающей магистрали. Для этой цели на первой перемычке устанавливают специальный рециркуляционный насос *8*, подающий горячую воду в обратную магистраль. По второй перемычке *9* вода из обратной магистрали в том же количестве поступает в подающую.

В водогрейной котельной при открытой системе теплоснабжения в связи с разбором воды на горячее водоснабжение (рис. IX.8, *б*) требуется устанавливать более мощное оборудование для умягчения и дегазации питательной воды. В целях сокращения установочной мощности теплоподготовительного и вспомогательного оборудования в этой схеме дополнительно предусматривают баки-аккумуляторы горячей воды *19* и перекачивающий насос *18*. Баки-аккумуляторы наполняются при минимальном расходе воды из тепловой сети.

Сравнивая схемы паровой и водогрейной котельных, можно сделать следующее заключение.

Паровая котельная обеспечивает потребителей как паром с параметрами, отвечающими практически любому технологическому процессу, так и горячей водой. Для ее получения в котельной устанавливают дополнительное оборудование, в связи с чем усложняется схема трубопроводов, но упрощается дегазация питательной воды. Паровые котельные агрегаты более надежны в эксплуатации, чем водогрейные, так как их хвостовые поверхности нагрева не подвержены коррозии дымовыми газами.

Особенностью водогрейных котельных является отсутствие пара, в связи с чем для дегазации подпиточной воды необходимо применять вакуумные деаэраторы, более сложные в эксплуатации по сравнению с обычными атмосферными. Однако схема коммуникаций в этих котельных значительно проще, чем в паровых.

Ввиду сложности предотвращения выпадения конденсата на хвостовые поверхности нагрева из водяных паров, находящихся в дымовых газах, возрастает опасность выхода из строя водогрейных котлов в результате коррозии. Применение

водогрейных котельных ограничивает возможность обеспечения тепловой энергии промышленных потребителей.

Схема электрокотельной. Вариантом водогрейной котельной является котельная с электрокотлами. В районах, где отсутствует органическое топливо, но имеется дешевая электроэнергия, вырабатываемая гидравлическими станциями, для целей теплоснабжения в ряде случаев целесообразно строить электрокотельные.

Конкретным примером может служить действующая в настоящее время в Восточной Сибири так называемая электрокотельная производительностью около 96 МВт. В этой котельной (см. рис. IX.8,*в*) установлены *12* электрокотлов мощностью по 8 МВт, подогревающих сетевую воду до температуры 130°С. Цилиндрические котлы диаметром 760 мм расположены вертикально. В них имеется по три электрода диаметром 76 мм. Подогрев воды осуществляется за счет омического сопротивления воды. В этой котельной применена вакуумная деаэрация подпиточной воды.

Принцип работы котельной заключается в следующем. Водопроводная вода, поступающая в котельную, последовательно проходит охладитель выпара, оборудование для умягчения и поступает в теплообменник *12,* где предварительно нагревается водой, выходящей из бака деаэратора *4*. Кроме того, дополнительный подогрев происходит в теплообменнике *20* водой из магистрали *21* или при необходимости в электрокотле *22*. После чего подогретая вода по трубопроводам *23* или *24* направляется в колонку деаэратора *5*.

Для подогрева воды в баке деаэратора *4* расположен змеевик, куда поступает горячая вода по магистрали *21* из основного электрокотла *25*. Из бака деаэратора *4* вода проходит нагреватель *12,* где подогревает умягченную воду, и подпиточным насосом *26* перекачивается по трубопроводу *27* в обратную магистраль тепловой сети. В трубопровод *27* поступает также охлажденная вода из змеевика, расположенного в баке *4*, и нагревателя *20*. Сетевая вода из обратной магистрали *28* проходит грязевик *29* и циркуляционными насосами *10* подается в электрокотлы *25*. В котлах вода подогревается до заданной температуры и по магистрали *30* направляется в тепловую сеть.

Котельная с такими котлами, имеет простую схему, требует минимальных капитальных вложений, характеризуется простотой монтажа и быстрым вводом в эксплуатацию.

На основании сравнения двух способов централизованного теплоснабжения от ТЭЦ и от котельных приходим к выводу, что при теплоснабжении от ТЭЦ обеспечиваются: 1) высокое качество теплоснабжения; 2) значительная экономия топлива—около 30% за счет комбинированной выработки тепловой и электрической энергии по сравнению с раздельной; 3) наиболее высокий КПД котлоагрегатов по сравнению с котлами, устанав-

ливаемыми в котельных; 4) чистота воздушного бассейна городов и территорий; 5) высокий уровень механизации и автоматизации процессов выработки тепла и электричества; 6) сравнительно быстрая окупаемость капитальных затрат на сооружение дорогостоящих тепловых сетей вследствие экономии топлива.

В летнее время, когда количество вырабатываемого тепла на ТЭЦ заметно снижается, последняя работает с пониженным КПД.

Централизованное теплоснабжение от районных и квартальных котельных обладает теми же достоинствами, что и теплоснабжение от ТЭЦ, но только в меньшей степени из-за большего потребления топлива.

Местное теплоснабжение. Источником тепла при местном теплоснабжении являются, как правило, котлы низкого давления, преимущественно чугунные секционные или стальные сварные. Небольшая стоимость котлов и тепловых сетей, простота монтажа и обслуживания, а также быстрый ввод в эксплуатацию являются преимуществами данного способа теплоснабжения.

Недостатки местного теплоснабжения следующие: 1) низкая эксплуатационная надежность, особенно при работе на газообразном или жидком топливе. Чугунные котлы часто выходят из строя в результате возникновения термических напряжений, которые превышают прочность чугуна в элементах секций, воспринимающих интенсивную радиацию (например, образуются трещины в надтопочном вылете секции). Стальные сварные котлы выходят из строя из-за коррозии хвостовых поверхностей нагрева при конденсации паров из дымовых газов; 2) отсутствие механизации топочных процессов при работе котлов на твердом топливе; 3) увеличенный штат обслуживающего персонала; 4) низкопотенциальный теплоноситель, вырабатываемый этими котлами—вода с температурой не более 115°C или пар с давлением до 0,17 МПа,—не удовлетворяет требованиям промышленных потребителей, обусловливает повышенный расход энергии на перекачку и требует установки более громоздкого оборудования в системах отопления и вентиляции по сравнению с централизованным теплоснабжением от ТЭЦ или от крупных котельных.

В настоящее время местное теплоснабжение применяют для обеспечения теплом крупных отдельно стоящих зданий, небольших групп малоэтажных зданий или как временный источник тепла до ввода основного во вновь застраивающихся районах.

Глава X. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ТЕПЛОПРОВОДОВ

§ 39. СХЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ И ИХ КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ

Тепловые сети от источника до потребителя в зависимости от назначения делятся на участки, называемые: *магистральными, распределительными* (крупные ответвления) и *ответвления* к зданиям. Задачей централизованного теплоснабжения является максимальное удовлетворение тепловой энергией всех нужд потребителей, включая отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды. При этом учитывается одновременное действие устройств с требуемыми различными параметрами теплоносителя. В связи с увеличением радиуса действия и количества обслуживаемых абонентов возникают новые, более сложные задачи по обеспечению потребителей теплоносителем необходимого качества и заданных параметров. Решение этих задач приводит к постоянному совершенствованию схемы теплоснабжения, тепловых вводов в здания и конструкций тепловых сетей.

В начальной стадии развития централизованного теплоснабжения им были охвачены только существующие капитальные и отдельно строящиеся здания в зонах действия источника тепла. Подача тепла потребителям осуществлялась через тепловые вводы, предусматриваемые в помещениях домовых котельных. Эти котельные были расположены, как правило, непосредственно в отапливаемых зданиях или рядом с ними. Такие тепловые вводы стали называть местными (индивидуальными) тепловыми пунктами (МТП). В дальнейшем с развитием централизованного теплоснабжения, особенно в районах нового строительства, резко возросло количество абонентов, присоединяемых к одному источнику тепла. Возникли сложности в обеспечении некоторых потребителей заданным количеством теплоносителя. Тепловые сети становились неуправляемыми. Для устранения трудностей, связанных с регулированием режима работы тепловых сетей, в этих районах на группу зданий были созданы центральные тепловые пункты (ЦТП), расположенные в отдельно стоящих сооружениях. Размещение ЦТП в отдельных сооружениях было вызвано необходимостью устранения в зданиях шума, возникающего при работе насосных установок, особенно в зданиях массового строительства (блочных и панельных).

Наличие ЦТП в системах централизованного теплоснабжения крупных объектов в какой-то мере упростило регулирование, но полностью не решило поставленной задачи. Появилось значительное количество как ЦТП, так и МТП у одного источника тепла, в связи с чем осложнилось регулирование отпуска тепла системой. К тому же создание ЦТП в районах старой застройки практически не представлялось возможным. Таким образом, находятся в эксплуатации МТП и ЦТП.

Технико-экономическое сравнение показывает, что эти схемы примерно равноценны. Недостаток схемы с МТП — большое количество водоподогревателей, в схеме с ЦТП — перерасход дефицитных оцинкованных труб для горячего водоснабжения и частая их замена из-за отсутствия надежных способов защиты от коррозии.

Следует отметить, что с увеличением мощности ЦТП экономичность этой схемы повышается. Оптимальная мощность ЦТП составляет 11—60 МВт, мощность же существующих ЦТП не превышает 9 МВт. Каждый

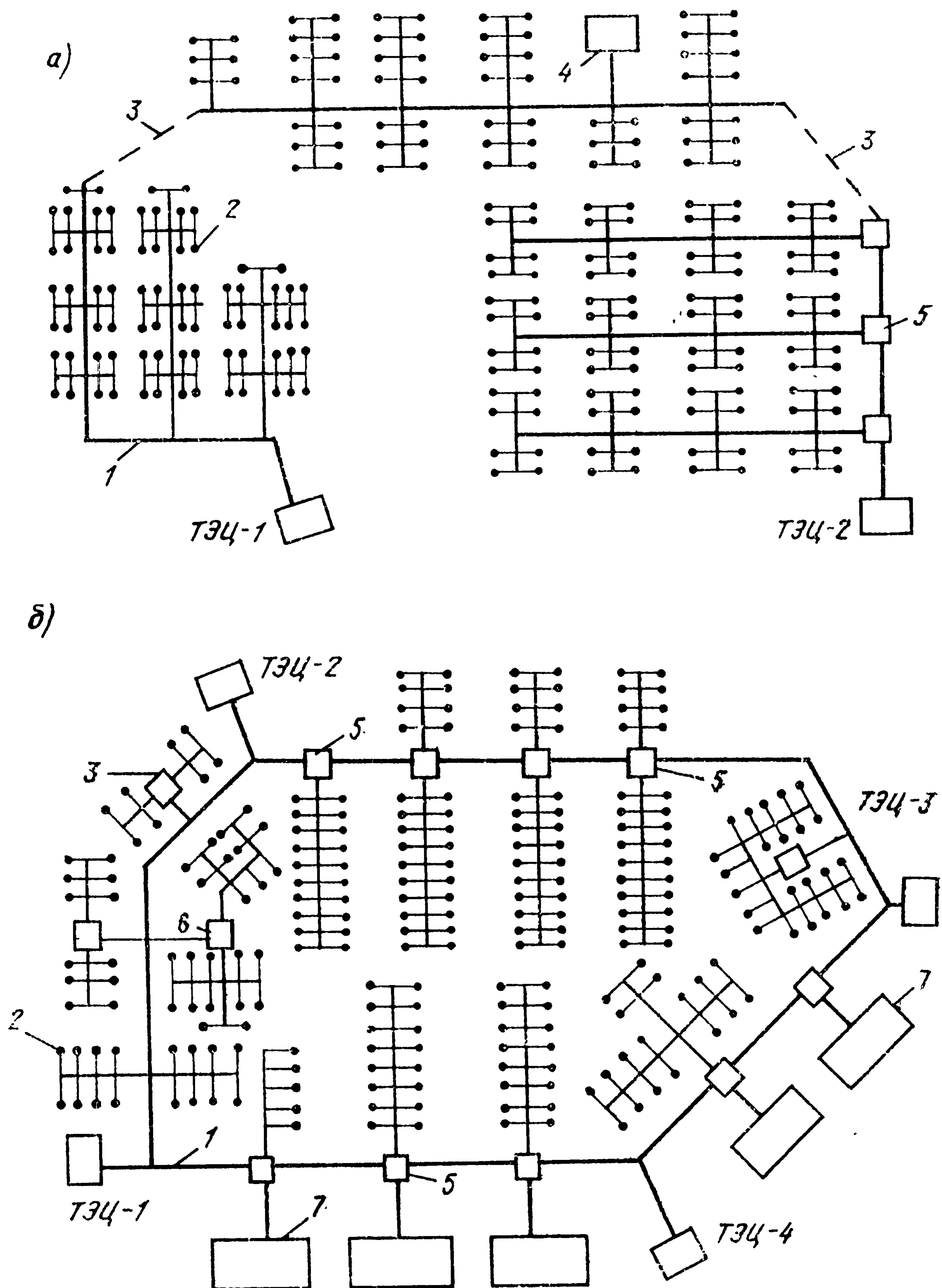


Рис. X.1. Схемы тепловых сетей

а — тупиковая радиальная; *б* — кольцевая

ЦТП обеспечивает в среднем только по девять зданий. Однако увеличение мощности ЦТП не решает проблему защиты трубопроводов горячего водоснабжения от коррозии.

В связи с разработкой в последнее время новых схем абонентских вводов и изготовлением бесшумных бесфундаментных насосов стало возможным централизованное теплоснабжение зданий через МТП. Управляемость протяженных и разветвленных тепловых сетей при этом достигается путем обес-

печения в отдельных секциях стабильного гидравлического режима. Для этой цели на крупных ответвлениях предусматривают контрольно-распределительные пункты (КРП), которые оснащают необходимым оборудованием и контрольно-измерительными приборами.

Схемы тепловых сетей. В городах тепловые сети выполняют по следующим схемам: тупиковой (радиальной)—как правило, при наличии одного источника тепла, кольцевой—при наличии нескольких источников тепла и смешанной.

Тупиковая схема (рис. X.1, *а*) характеризуется тем, что по мере удаления от источника тепла постепенно снижается тепловая нагрузка и соответственно уменьшаются диаметры трубопроводов *1*, упрощаются конструкция, состав сооружений и оборудование на тепловых сетях. Для повышения надежности обеспечения потребителей *2* тепловой энергией между смежными магистралями устраивают перемычки *3*, которые позволяют при аварии какой-либо магистрали переключать подачу тепловой энергии. Согласно нормам проектирования тепловых сетей, устройство перемычек обязательно, если мощность магистралей 350 МВт и более. Наличие перемычек частично исключает основной недостаток этой схемы и создает возможность бесперебойного снабжения теплом в количестве не менее 70% расчетного расхода.

Перемычки предусматривают также и между тупиковыми схемами при теплоснабжении района от нескольких источников тепла: ТЭЦ, районных и квартальных котельных *4*. В таких случаях наряду с повышением надежности теплоснабжения появляется возможность в летний период с помощью одной или двух котельных, работающих на нормальном режиме, отключать несколько котельных, работающих с минимальной нагрузкой. При этом наряду с повышением КПД котельных создаются условия для своевременного проведения профилактического и капитального ремонтов отдельных участков тепловой сети и собственно котельных. На крупных ответвлениях (рис. X.1, *а*) предусмотрены контрольно-распределительные пункты *5*.

Кольцевая схема (рис. X.1,*б*) применяется в крупных городах и для теплоснабжения предприятий, не допускающих перерыва в подаче тепла. Она имеет существенное преимущество по сравнению с тупиковой—несколько источников повышают надежность теплоснабжения, при этом необходима меньшая суммарная резервная мощность котельного оборудования. Увеличение стоимости, связанное с сооружением кольцевой магистрали, приводит к снижению капитальных затрат на строительство источников тепла. Кольцевая магистраль *1* (рис. X.1,*б*) снабжается теплом от четырех ТЭЦ. Потребители *2* получают тепло от центральных тепловых пунктов *6*, присоединенных к кольцевой магистрали по тупиковой схеме. На крупных ответвлениях предусмотрены контрольно-распределительные пункты *5*. Промышленные предприятия *7* также присоединены по тупиковой схеме через КРП.

Системы теплоснабжения. Существующие системы' теплоснабжения классифицируются по ряду признаков:

а—по виду транспортируемого теплоносителя—*паровые, водяные* и *смешанные;*

б—по числу параллельно проложенных трубопроводов — *одно-, двух- и многотрубные;*

в—по способу присоединения систем горячего водоснабжения к тепловым сетям—*закрытые и открытые.*

Для обеспечения тепловой энергией жилых и общественных зданий в настоящее время, как правило, применяют водяные циркуляционные *двух- и четырехтрубные* системы. В закрытых системах при наличии ЦТП тепловые сети выполняют двухтрубными до ЦТП, а от ЦТП до потребителей—четырехтрубными с выделением самостоятельных трубопроводов для горячего водоснабжения. В этой схеме, например, первый и второй трубопроводы—подающий и обратный отопления, а третий и четвертый—подающий и циркуляционный горячего водоснабжения.

В системах с МТП тепловые сети выполняют двухтрубными—подающая и циркуляционная, обеспечивающие все тепловые нужды. При теплоснабжении промышленных предприятий применяют водяные трехтрубные системы, в которых первый трубопровод—подающий для бытовых нужд, второй—подающий с постоянной температурой в течение года для производственных нужд, а третий—обратный общий.

Однотрубные системы, в которых теплоноситель полностью используется у потребителя, применяют как паровыми без возврата конденсата, так и водяными. Однотрубные системы при наличии высокопотенциального теплоносителя пара с давлением более 1,1 МПа или воды с температурой до 180—200°С в ряде случаев могут быть перспективными, однако пока они не получили широкого распространения.

В закрытой системе теплоснабжения система горячего водоснабжения присоединена к тепловым сетям через водоподогреватель, в котором подогревается водопроводная вода, поступающая на водоразбор. Теплоноситель в этой системе отдает тепловую энергию водопроводной воде и полностью возвращается к источнику тепла.

В открытой системе теплоснабжения вода, предназначенная для горячего водоснабжения, забирается непосредственно из тепловой сети. Таким образом, в этой системе используется не только тепловая энергия теплоносителя, но и собственно теплоноситель.

В современном строительстве обе системы получили широкое распространение, однако они имеют различные показатели и поэтому в равной степени не могут удовлетворять требованиям различных потребителей.

Наибольшими преимуществами обладает открытая система. При таком способе теплоснабжения значительно упрощаются абонентские вводы и

схемы присоединения систем горячего водоснабжения к тепловым сетям, упрощается схема автоматизации, а главное обеспечивается длительная эксплуатационная надежность трубопроводов системы горячего водоснабжения. Поступление в них воды, прошедшей умягчение и дегазацию в источнике тепла, исключает коррозию внутренней поверхности стенок труб. К недостаткам этой системы следует отнести возможную повышенную цветность воды, особенно при присоединении радиаторных систем отопления к тепловым сетям по зависимой схеме.

В закрытых системах вторичный теплоноситель — водопроводная вода, поступающая в систему горячего водоснабжения, как правило, не подвергается химической обработке. Оборудование, применяемое для этих целей, сложное и дорогостоящее, требует высококвалифицированного обслуживания и занимает много места. Поэтому трубопроводы системы горячего водоснабжения в результате коррозии внутренней поверхности стенок из-за наличия в водопроводной воде кислорода и углекислоты часто выходят из строя. Кроме того, в водоподогревателях на стенках труб, по которым проходит водопроводная вода, откладывается накипь, резко снижающая эффективность их работы, а в ряде случаев приводящая к быстрому выходу их из строя. При водоснабжении объекта из артезианских скважин, когда вода имеет повышенное содержание солей жесткости по сравнению с водой из открытых водоемов, требуется очистка водоподогревателей от накипи через каждые четыре—шесть месяцев работы.

Предложенная проф. С. Ф. Копьевым открытая система теплоснабжения с МТП, в которой система отопления присоединена по независимой схеме через водоподогреватель, обеспечивает хорошее качество воды, подаваемой потребителю. Использование бесфундаментных бесшумных насосов создает благоприятные возможности для ее широкого применения. Такая система имеет все преимущества, отмеченные выше. Изолирование системы отопления от тепловой сети с помощью водоподогревателя полностью исключает недостаток этой системы — загрязненность потребляемой воды. Практически доказано, что загрязнение воды в тепловой сети в основном происходит от систем отопления. В свою очередь, вода, циркулирующая в системе отопления, загрязняется вследствие длительной естественной промывки радиаторов от формовочной земли, оставшейся в них при изготовлении. Поэтому при зависимом присоединении системы отопления вода в тепловых сетях также постоянно загрязняется.

Кроме того, эта система обеспечивает независимую работу тепловых сетей от режима работы основного потребителя — системы отопления. При этом тепловая сеть может работать на экономически выгодных режимах и параметрах теплоносителя. В связи с разветвленностью тепловых сетей и различной массивностью зданий повышается значимость местного и группового регулирования отпуска тепла по сравнению с центральным, ориентируемым на наиболее неблагоприятные условия отдельных зданий.

Изолирование системы отопления от тепловой сети еще целесообразно и потому, что в них циркулирует разное количество воды. При обычных перепадах температур циркуляционный расход воды в системе отопления в 3,2 раза больше, чем в тепловой сети. Такая изолированная система обеспечивает создание наиболее экономичных гидравлически независимых режимов работы как для тепловой сети, так и для системы отопления.

§ 40. ПОТЕНЦИАЛ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ И РЕЖИМ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Теплоноситель и его потенциал. Тепловая энергия от источника тепла к потребителям транспортируется с помощью теплоносителей. При выборе вида теплоносителя учитывают, во-пер-

вых, возможность полного удовлетворения требований, предъявляемых к нему потребителями, во-вторых, его физико-технические свойства и особенности, влияющие на надежность, качество и экономичность теплоснабжения.

Основными свойствами являются: теплоемкость, способность аккумуляции тепла, возможность получения энергии высокого потенциала, подвижность, возможность транспортирования и коррозионная активность. Параметр (температура, давление или энтальпия), характеризующий внутреннюю энергию теплоносителя, называется его потенциалом. Применяемые теплоносители — *водяной пар* и *горячая вода* наиболее полно отвечают поставленным требованиям. Однако они имеют различные свойства, в связи с этим требуются различные оборудование и устройства для их выработки, транспортирования и потребления.

Горячая вода как теплоноситель благодаря своим физическим свойствам получила широкое распространение. Она имеет большую теплоемкость (4,19 кДж/кг·К), легкую подвижность и незначительные изменения потенциала, вследствие чего ее транспортируют на большие расстояния. Повышение температуры кипения при увеличении давления является весьма важным свойством воды как теплоносителя. Это создает условия для ее нагрева до температуры, превышающей 100°С, без наступления парообразования. Благодаря высокому потенциалу снижается количество циркулирующей воды в системе и, как следствие, сокращаются капитальные вложения и повышается экономичность системы. Кроме того, при использовании воды в качестве теплоносителя упрощается присоединение систем отопления и горячего водоснабжения, а также создается возможность наиболее экономичного качественного регулирования режима отпуска тепла. Кроме того, вода как теплоноситель отвечает повышенным требованиям санитарно-гигиенических норм. Существующие способы химической обработки воды и дегазации практически полностью нейтрализуют ее агрессивные свойства по отношению к металлическим трубопроводам. Основными недостатками являются: значительный расход энергии на перекачку при транспортировании, большая плотность и большие утечки при авариях.

Пар удовлетворяет коммунально-бытовые потребности в тепле и применяется для различных производственных нужд и силовых процессов. Энтальпия (теплосодержание) пара больше, чем у воды, на значительную величину—величину скрытой теплоты парообразования. Это характеризует пар как теплоноситель высокого потенциала.

При повышении давления, так же как и у воды, температура пара возрастает, при этом увеличивается теплоотдача, что позволяет соответственно уменьшить размеры оборудования и диаметры коммуникаций. Транспортирование пара осуществляется за счет его внутренней энергии — давления, создаваемого в кот-

ле при его выработке. Электроэнергия требуется только для перекачки конденсата. При теплоносителе пара проще выявить и ликвидировать аварии. Кроме того, положительным свойством пара как теплоносителя является его небольшая плотность. При подаче пара на значительную высоту, например, при неблагоприятном рельефе местности, столб пара оказывает незначительное гидростатическое давление. Совокупность физических и технических показателей делает пар весьма ценным теплоносителем.

Расчеты показывают, что при наличии в источниках тепла паровых котлов для теплоснабжения промышленных предприятий пар предпочтительнее применять как теплоноситель, если его давление около 0,6 МПа. С повышением давления экономичность пара возрастает. Отсутствие возможности качественного регулирования и сложность схем присоединения систем водяного отопления к паровым тепловым сетям являются недостатками пара и ограничивают его применение.

Теплоноситель—*горячий воздух* имеет сравнительно низкую теплоемкость (~1 кДж/кг·К), поэтому в системах теплоснабжения применяется только для технологических нужд, когда нельзя использовать горячую воду или пар.

Как уже указывалось, экономичность теплоснабжения увеличивается с повышением потенциала теплоносителя, поэтому стремятся применить теплоноситель с максимально возможным потенциалом. Предельное значение потенциала ограничивается, во-первых, технической возможностью его получения, во-вторых,—допустимой прочностью оборудования, устанавливаемого на тепловых сетях.

Для горячей воды определяющим параметром является температура, для пара—давление, принимаемые в расчетный период. Наиболее распространенной температурой воды в подающей магистрали является 150°С, пар нетехнологический применяется с давлением до 1,1 МПа, которое обусловлено прочностью оборудования. Между тем современные котельные агрегаты рассчитаны для выработки теплоносителей с более высоким потенциалом, включая выработку перегретого пара. Такой высокопотенциальный теплоноситель открывает широкие возможности для разработки более эффективных и экономичных способов централизованного теплоснабжения, включая и разработку местных систем отопления и горячего водоснабжения. Следует отметить, что при соответствующем обосновании нормами допускается применение теплоносителя с более высокими параметрами, например воды с температурой до 200°С.

Потенциал теплоносителя в обратной магистрали зависит от степени его срабатывания в местных системах и является основным показателем, определяющим расчетный расход. В большинстве случаев выгодно использовать всю энергию теплоносителя у потребителей. Чем ниже энтальпия теплоносителя в обратной

магистрали, тем меньше будет его расход при той же теплоотдаче. В связи с этим соответственно уменьшаются диаметры трубопроводов, размеры оборудования, а также сокращается расход электроэнергии, затрачиваемой на транспортирование теплоносителя. Однако чрезмерное снижение потенциала может привести к увеличению площади поверхности нагрева теплоотдающего оборудования и усложнению местных систем.

На величину потенциала в обратной магистрали влияет также способ регулирования потребления тепла местными системами отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Практикой эксплуатации установлено, что оптимальной температурой воды, возвращающейся от местных систем отопления и вентиляции в расчетный период, является 70°С. Этот потенциал принимается и в обратной магистрали тепловой сети.

Режим работы тепловых сетей. Качество снабжения теплом потребителей зависит от эксплуатационного режима работы тепловых сетей. В современных системах централизованного теплоснабжения на режим работы тепловых сетей влияют следующие факторы: требования потребителей к количеству и потенциалу теплоносителя, техническая возможность источника тепла, рельеф местности, протяженность трассы тепловых сетей, разнотипность потребителей и геометрическая высота соседних зданий. При возможной увязке перечисленных факторов режим работы тепловых сетей определяется требуемыми потенциалом и количеством теплоносителя у потребителей, т. е. так называемой гидравлической стабильностью для каждого абонента.

Общая формула, связывающая количество теплоносителя, т/ч, и расход тепла, Вт, имеет вид

$$G = 3{,}6 \frac{Q}{i_1 - i_2} \frac{1}{10^3}, \qquad (X.1)$$

где i_1 и i_2 — энтальпия теплоносителя в подающей и обратной магистралях, кДж/кг; 3,6 — энерготепловой эквивалент для перевода тепловой мощности, Вт, в теплоту, кДж/ч.

Расход тепла, необходимого для удовлетворения нужд потребителей, определяют по формулам (IX.1)—(IX.18).

Как видно из формулы (X.1), параметром, определяющим расход теплоносителя, является разность потенциалов теплоносителя в подающей и обратной магистралях. Потенциал теплоносителя на вводе выявляется при разработке местных систем и способов их присоединения. При непосредственном присоединении (без насосно-подмешивающих устройств) вид и потенциал теплоносителя определяются требованиями, предъявляемыми режимом работы местных систем. В этом случае режим работы сетей должен соответствовать требуемому изменению расхода

тепла на отдельные нужды. Например, изменение подачи тепла для отопления должно соответствовать изменению температуры наружного воздуха $t_н$.

Расход теплоносителя зависит от его вида. Если принят пар, то для определения его количества в знаменатель формулы (X.1) подставляют значения энтальпий пара и конденсата; для определения количества воды—произведение теплоемкости воды на разность температур в подающей и обратной магистралях.

Кроме указанных факторов, на величину расхода теплоносителя существенно влияет способ регулирования подачи тепла. Различают следующие способы регулирования: *центральное,* осуществляемое в источнике тепла, *групповое*—в тепловом пункте и *местное* — непосредственно у нагревательных приборов. Как правило, местное и групповое применяют в дополнение к центральному. Однако в ряде случаев это регулирование имеет самостоятельное значение. Каждый из этих способов разделяется на регулирование *качественное,* достигаемое путем изменения потенциалов теплоносителя при постоянном расходе, и *количественное,* обеспечиваемое изменением количества теплоносителя при постоянном потенциале. Качественное регулирование применяют в водяных, а количественное—в паровых сетях. Таким образом, вид теплоносителя определяет способ регулирования подачи тепла.

Разнородность потребителей и неравномерность нагрузки у крупных потребителей в течение года обусловливают особенности регулирования при централизованном теплоснабжении. Для двухтрубных сетей, обеспечивающих несколько видов тепловых потребителей, способ регулирования выбирается в зависимости от режима работы потребителя с преобладающей нагрузкой. В большинстве случаев таким потребителем является система отопления, а регулирование подачи тепла осуществляют по изменению температуры наружного воздуха, т. е. по так называемому отопительному графику. При этом параметры и режим работы других потребителей (систем вентиляции и горячего водоснабжения) определяют в зависимости от принятого режима регулирования системы теплоснабжения. В ряде случаев нагрузка системы горячего водоснабжения оказывает заметное влияние на режим регулирования по отопительному графику. *При среднечасовом расходе* тепла на горячее водоснабжение, составляющем 15% и более максимального часового расхода тепла на отопление, применяют качественное регулирование подачи тепла по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения в соответствии с повышенным графиком температур.

Расчет повышенного графика температур зависит от способа присоединения систем горячего водоснабжения и заключается в определении необходимого повышения температуры воды в подающей магистрали соответствующего понижения ее в обратной магистрали в точке излома графика.

Для закрытой системы теплоснабжения без баков-аккумуляторов при построении повышенного графика температур в расчет принимают так называемую «балансовую» нагрузку горячего водоснабжения, превышающую на 20% среднечасовую. Такое увеличение расхода воды на горячее водоснабжение объясняется неравномерным ее потреблением в течение суток. Если при расчете графика температур учитывать только среднечасовую нагрузку на горячее водоснабжение, то в часы наибольшего разбора горячей воды (выше среднечасового) потребуется повышенный расход воды из тепловой сети.

При качественном регулировании тепловой нагрузки это приведет к сокращению подачи воды в систему отопления и уменьшению ее теплоотдачи, т. е. в системе отопления не обеспечится суточный баланс тепла. Поэтому необходимо или выравнивать суточное потребление горячей воды путем установки баков-аккумуляторов, или учитывать увеличенную балансовую нагрузку на горячее водоснабжение. При наличии бака-аккумулятора в системе горячего водоснабжения при расчете графика температур учитывают среднечасовую нагрузку.

Режим работы тепловых сетей при повышенном графике температур в закрытых системах теплоснабжения требует двухступенчатого подогрева водопроводной воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, с установкой двух водоподогревателей на вводе. Преимуществом такой системы является практически постоянный расход сетевой воды в течение отопительного сезона и пониженная ее температура в обратной магистрали вследствие подогрева водопроводной воды в нагревателе I ступени обратной водой из системы отопления.

В открытой системе теплоснабжения при повышенном графике температур расход воды в подающей магистрали определяется как сумма расходов на отопление и вентиляцию (без горячего водоснабжения); в обратной—расход воды на горячее водоснабжение вычитается из суммы расходов на отопление и вентиляцию.

Построение графика температур сводится к следующему. Задаваясь различными значениями $t_н$ (в пределах температур данного климатического района), по формулам, полученным из уравнений тепловых балансов и теплопередачи, определяют температуру воды в тепловых сетях и в системе отопления. Вычисленные значения откладывают на осях координат: по оси абсцисс — температуру наружного воздуха $t_н$, по оси ординат — температуру воды t. Полученные точки соединяют плавной кривой, характеризующей изменение температуры воды в соответствующей магистрали при изменении $t_н$.

Чтобы обеспечить работу системы горячего водоснабжения в летний период и в начале отопительного сезона (при недостаточно высокой температуре воды в тепловых сетях), температуру воды в это время специально повышают до минимально

возможных значений, например, для закрытых систем до 70°С, для открытых до 60°С (рис. Х.2). По заданным температурам производят корректировку отопительного графика. Из точки, соответствующей требуемой температуре воды 60 или 70°С, проводят линию, параллельную оси абсцисс, до пересечения с кривой изменения температуры в подающей магистрали. Точка пересечения $A(A_1)$ называется точкой излома графика. Перпендикуляр, опущенный из этой точки на ось абсцисс, делит график на две части, соответствующие различным режимам работы системы теплоснабжения.

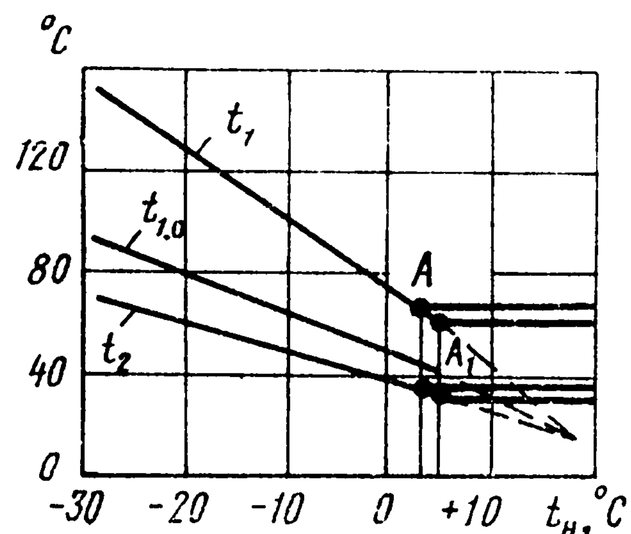


Рис. Х.2. График регулирования температуры воды в двухтрубной тепловой сети по отопительной нагрузке

t_1 — в подающей магистрали; $t_{1.0}$ — в подающей трубе системы отопления; t_2 — в обратной магистрали; A и A_1 — точки излома графика для закрытой и открытой систем теплоснабжения

Левая часть графика (от расчетного значения $t_н$ до точки излома графика) содержит кривые изменения температуры воды, представляющей собой качественное регулирование отпуска тепла, единое для всех потребителей. Заданная температура воды для горячего водоснабжения является определяющей в правой части графика. Она сохраняется постоянной в течение этого периода. В это время подача тепла в систему отопления регулируется пропусками, т. е. периодическим включением и выключением системы отопления.

Расчетный расход теплоносителя. Количество теплоносителя, циркулирующего в системе теплоснабжения, равно сумме расходов одновременно действующих потребителей и подсчитывается для каждого абонента в отдельности

$$G = G_о + G_в + G_{г.в} + G_т. \qquad (X.2)$$

Связь между расходом теплоносителя и количеством тепла выражается зависимостью (Х.1). При определении расхода воды в водяных сетях в первую очередь выявляют расчетные ее температуры для каждого абонента. Например, для системы отопления расчетные температуры воды в подающей и обратной магистралях тепловой сети соответственно равны: 150 и 70°С. Эти же параметры принимают и для расчета расхода воды при проектировании местной вентиляции. Для общеобменной вентиляции с рециркуляцией воздуха принимают уменьшенные температуры воды в тепловой сети, соответствующие $t_{н.в}$ по отопительному графику.

Расчетный расход теплоносителя определяется также схемой присоединения потребителей к тепловым сетям. При непосредственном присоединении без насосно-подмешивающих устройств в системе отопления и в системе теплоснабжения параметры теплоносителя одинаковые. Они определяются допустимой температурой на поверхности отопительных приборов. Например, в жилых зданиях эта температура по санитарным нормам не должна превышать 95°С. Таким образом, температуру воды в подающей магистрали принимают 95°С, а в обратной для всех систем—как правило, 70°С.

В закрытой системе теплоснабжения в подающей и обратной магистралях расходы воды всегда одинаковые, а в открытой разные: в обратной магистрали расход воды меньше, так как отсутствует составляющая этого расхода для горячего водоснабжения. При открытой системе теплоснабжения и повышенном графике температур в практике проектирования согласно СНиП II-36-73, в подающей и обратной магистралях тепловых сетей расходы принимают одинаковыми без учета расхода воды на горячее водоснабжение. Расход при этом является условным и определяется из равенства потерь напора по подающему и обратному трубопроводам. Фактические эксплуатационные потери напора по этим трубам не равны расчетным, равна только сумма потерь по обеим трубам.

Расчетным расходом является часовой G, т/ч. Его определяют для каждого потребителя:

на отопление и местную вентиляцию

$$G_o = 3,6\,\frac{Q_o}{c\,(t_1 - t_2)}\,\frac{1}{10^3}\,; \qquad (X.3)$$

на нужды общеобменной вентиляции с рециркуляцией

$$G_в = 3,6\,\frac{Q_в}{c\,(t_{1в} - t_{2в})}\,\frac{1}{10^3}\,, \qquad (X.4)$$

где c — теплоемкость воды, кДж/(кг·K); $t_{1в}$ и $t_{2в}$ — температура воды в подающей и обратной магистралях тепловой сети; принимается по отопительному графику при температуре наружного воздуха для проектирования вентиляции, °С.

На горячее водоснабжение расчет воды в тепловых сетях производится по различным методам, определяемым конкретными условиями; видом системы, назначением магистралей, способом регулирования температуры воды и схемой присоединения местных систем к тепловым сетям.

При открытой системе теплоснабжения (рис. X.3, *а*) для магистральных и распределительных теплопроводов при качественном регулировании расход воды определяют по следующим формулам:

а) по отопительному графику

$$G_{г.в} = 0{,}6 G_{г.в.ср} = 0{,}6 \cdot 3{,}6 \frac{Q_{г.в.ср}}{c\,(t_г - t_{х.з})} \frac{1}{10^3}, \qquad (X.5)$$

где $t_г$ — температура воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, °С; $t_{х.з}$ — температура водопроводной воды, °С.

б) по повышенному графику температур $G_{г.в}=0$.

Для ответвлений к жилым зданиям

а) при наличии у потребителей бака-аккумулятора

$$G_{г.в} = G_{ак}; \quad G_{ак} = \frac{G_{г.в.ср} \cdot 24}{n}, \qquad (X.6)$$

где $G_{ак}$ — расход воды, принимаемый для зарядки бака-аккумулятора, т/ч (см. рис. IX.3, *б*); n — число часов зарядки бака-аккумулятора.

б) при отсутствии бака-аккумулятора у потребителей.

$$G_{г.в} = G_{г.в.макс} = 3{,}6 \frac{Q_{г.в.макс}}{c\,(t_г - t_{х.з})} \frac{1}{10^3}. \qquad (X.7)$$

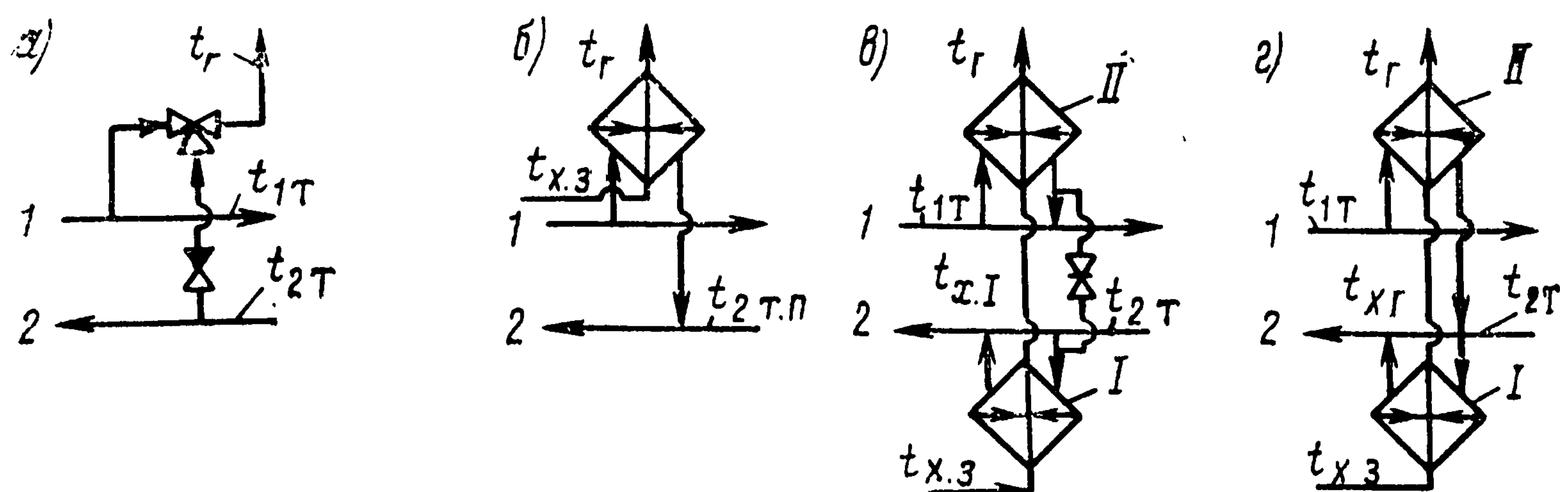


Рис. X.3. Расчетные схемы подключения систем горячего водоснабжения к тепловым сетям

а — с непосредственным водоразбором; *б* — с параллельно включенным нагревателем; *в* — с двухступенчатым последовательным; *г* — с двухступенчатым смешанным; *I* и *II* — первая и вторая ступени нагревателей; *1* и *2* — подающая и обратная магистрали

Закрытая система теплоснабжения. Расчетный расход в закрытой системе в основном зависит от способа подключения подогревателей горячего водоснабжения к тепловым сетям. Способ подключения выбирают по величине отношения максимальных часовых нагрузок горячего водоснабжения к нагрузкам отопления. Так, параллельная схема (рис. X.3,*б*) применяется в зданиях с преобладающей нагрузкой горячего водоснабжения (бани, прачечные, столовые и др.), у которых эго отношение больше 1,2. Для предвключенной схемы данная величина не превышает 0,3. Для двухступенчатой последовательной схемы с перемычкой для работы в летнее время (рис. X.3, *в*) — до 0,6. При двухступенчатой смешанной схеме с перемычкой для последовательной работы (рис. X.3, *г*) — от 0,6 до 1,2.

Исходя из этих условий расчетный расход воды для магистральных и распределительных теплопроводов, а также для ответвлений при наличии бака-аккумулятора у потребителя определяют по следующим формулам:

а) при параллельной схеме включения нагревателей (см. рис. X.3,*б*)

$$G_{г.в} = G_{г.в.ср} = 3{,}6 \frac{Q_{г.в.ср}}{c\,(t_{1т} - t_{2т.п})} \frac{1}{10^3}, \qquad (X.8)$$

где $t_{1т}$ — температура воды в подающей магистрали в точке излома графика, °С; $t_{2\,т.п}$ — температура воды за параллельно включенным нагревателем, °С; $t_{2т.п} = 30°$ С;

б) при двухступенчатой смешанной схеме включения нагревателей (см. рис. X.3,*в*)

$$G_{г.в} = G_{i.в.ср} = 3{,}6 \frac{Q_{г.в.ср}}{c\,(t_{1т} - t_{2т})} \frac{t_г - t_{xI}}{t_г - t_{x.з}} \frac{1}{10^3}, \qquad (X.9)$$

где $t_{2т}$ — температура воды в обратной магистрали в точке излома графика, °С; t_{xI} — температура водопроводной воды после водоподогревателя I ступени, °С; $t_{xI} = (t_{2т} - 5)$;

в) при двухступенчатой схеме включения последовательных нагревателей (см. рис. X.3,*г*) при отопительном графике—по формуле (X.9), а при повышенном графике $G_{г.в} = 0$.

Для ответвлений при параллельной и двухступенчатой смешанной схемах принимают максимальный расход воды, для чего в формулах (X.8 и X.9) заменяют среднечасовой расход тепла на максимальный.

Количество теплоносителя на нужды технологии $G_т$ определяют в соответствии с требованиями производственного процесса.

§ 41. ОСНОВЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО И ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Гидравлический расчет. Практика эксплуатации показывает, что при централизованном теплоснабжении для качественного обеспечения теплом всех потребителей необходимы не только достаточная мощность источника тепла, но и заданный гидравлический режим. Если гидравлический режим в тепловой сети не обеспечивается, то даже при избытке тепловой мощности бывает неудовлетворительное качество теплоснабжения отдельных потребителей.

Стабильный режим обеспечивается путем распределения заданного количества теплоносителя, циркулирующего в ответвлениях, к отдельным зданиям. Для выполнения этого условия при заданном расходе определяют диаметры теплопроводов, падение давления (напора) на всех участках тепловой сети, приводят располагаемое давление в сети в соответствие с требуемым у абонентов и подбирают необходимое оборудование для транспортирования теплоносителя.

Эти задачи решаются при выполнении гидравлического расчета теплопроводов.

Основы гидравлического расчета. На преодоление силы трения, возникающей при движении теплоносителя по трубам, затрачивается энергия, определяемая падением давления (напора) теплоносителя. В прямолинейных участках трубопровода *потери давления на трение* называют *линейными.*

Основной зависимостью, связывающей диаметр трубопровода прямолинейного участка с линейной потерей давления на трение, Па, является уравнение Дарси

$$p_л = \lambda \frac{v^2}{2} \frac{\rho}{d_в} l, \qquad (X.10)$$

где λ — коэффициент гидравлического сопротивления трения; v — скорость движения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м^3: $d_в$ — внутренний диаметр трубопровода, м; l — длина прямолинейного участка трубы, м

Коэффициент гидравлического сопротивления трения в основном зависит от шероховатости стенок труб и режима движения теплоносителя. Он определяется по эмпирическим формулам.

Наряду с линейными потерями давления в тепловых сетях имеются значительные *местные потери давления,* вызываемые изменением скорости или направления движения теплоносителя. Местные сопротивления возникают в поворотах трубопроводов, в местах ответвлений, при внезапных сужениях, в запорно-регулирующей арматуре. Величина их колеблется в пределах 20—100% линейных потерь и зависит от конфигурации и разветвленности тепловой сети, а также наличия на ней оборудования.

Падение давления на местные сопротивления, Па, определяют из выражения

$$p_м = \Sigma\zeta \frac{v^2}{2} \rho, \qquad (X.11)$$

где ζ — коэффициент местных сопротивлений.

Общие потери давления равны сумме линейных и местных

$$p = p_л + p_м. \qquad (X.12)$$

В практике для облегчения гидравлических расчетов теплопроводов величину потерь давления на местные сопротивления часто отдельно не вычисляют, а учитывают ее при расчете линейных потерь. В этом случае в формуле (X.10) расчетной длиной является приведенная, равная сумме фактической длины прямолинейного участка и эквивалентной длины местных сопротивлений, расположенных на участке трубопровода с постоянным расходом

$$l_{пр} = l + l_{эк}. \qquad (X.13)$$

Эквивалентной длиной принято называть такую условную длину прямолинейного участка, на котором падение давления на трение равно падению, вызываемому местными сопротивлениями.

Формула для определения эквивалентной длины, м, соответствующей местным сопротивлениям на участке трубопровода тепловой сети, получена из выражений (X.10) и (X.11)

$$l_э = \Sigma\zeta \frac{d_в}{\lambda} . \qquad (X.14)$$

Для приближенных расчетов эквивалентную длину часто определяют по формуле

$$l_э = al, \qquad (X.15)$$

где a — доля потерь давления на преодоление местных сопротивлений по отношению к потерям давления на трение; $a = 0,2 \div 1,2$.

Диаметр теплопроводов определяют исходя из оптимальной удельной потери давления теплоносителя на трение 1 пог. м $\Delta p_л$. Экономические расчеты показывают, что оптимальная потеря давления на прямолинейных участках трубопроводов водяных сетей составляет примерно 20—100 Па на 1 пог. м. На главной магистрали до наиболее удаленного потребителя с учетом возможного дополнительного подключения абонентов удельную потерю давления принимают не более 80 Па, на ответвлениях — по располагаемому давлению, но не более 300 Па. Скорость движения воды в теплопроводах не превышает 3,5 м/с.

Порядок гидравлического расчета теплопроводов следующий:

1) составляют расчетную схему сети по выбранной трассе с указанием ответвлений, компенсаторов, фасонных частей и т. п.;

2) разбивают схему на участки с постоянным расходом теплоносителя и выявляют длину каждого участка, как правило, от ответвления до ответвления;

3) определяют расходы воды по участкам по формулам (X.2) — (X.9);

4) задаются оптимальными удельными потерями давления на трение на каждом участке сети;

5) рассчитывают диаметры теплопроводов главной магистрали;

6) вычисляют потери давления по участкам и устанавливают располагаемые давления на каждом ответвлении.

На окончательной стадии гидравлического расчета производят увязку давлений в ответвлениях сети.

При гидравлическом расчете теплопроводов для определения их диаметра используют номограммы (рис. X.4), составленные по результатам расчета по формуле (X.10). Диаметр заданного участка теплопровода выбирают по номограмме в зависимости от расхода теплоносителя, отложенного на оси абс-

цисс. К оси абсцисс в точке расхода восставляют перпендикуляр до пересечения с линией диаметров. При этом значения удельных потерь давления на трение должны находиться в оптимальных пределах. Если потери давления по номограмме получаются выше или ниже этих пределов, то следует соответственно уменьшить или увеличить диаметр.

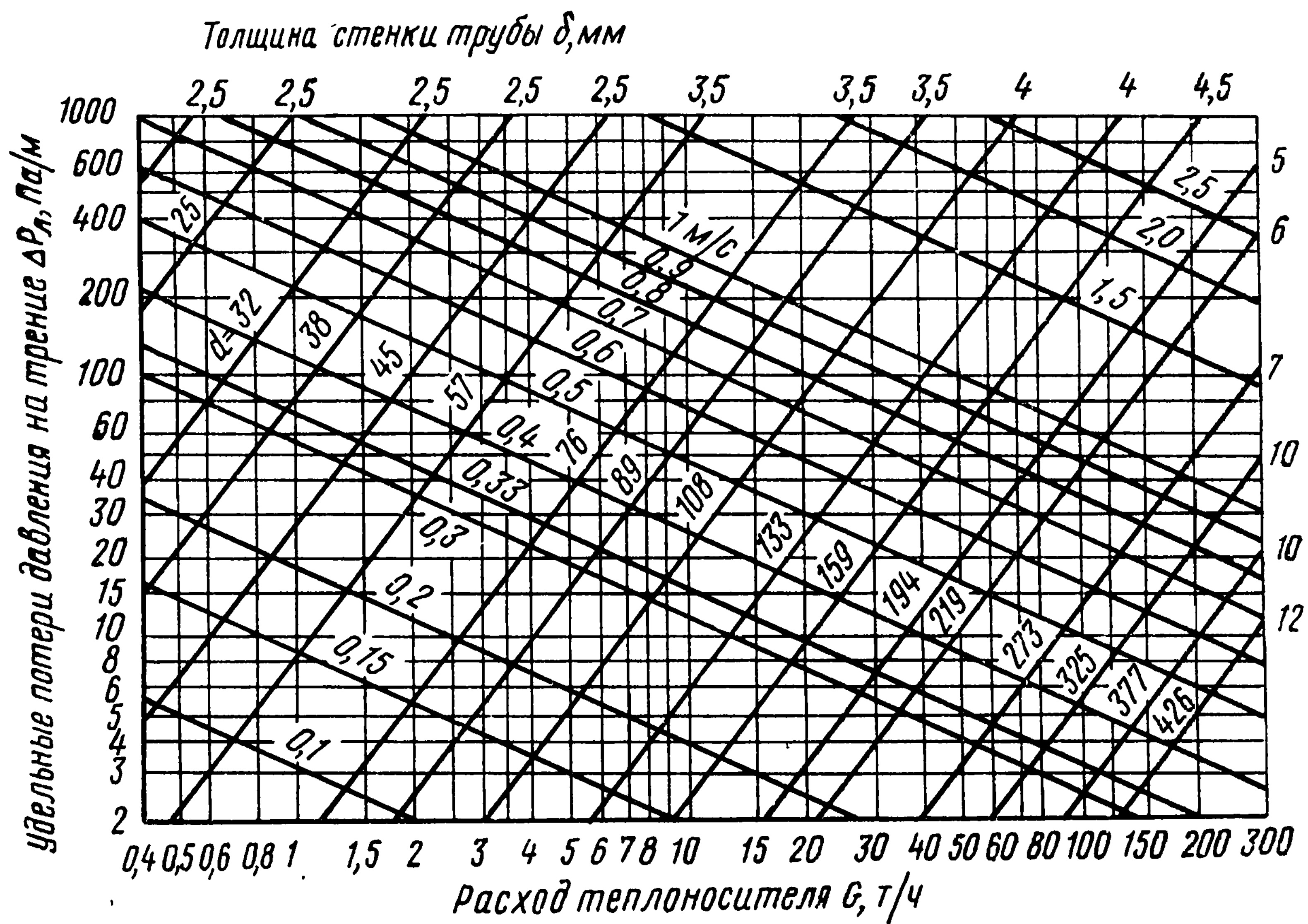


Рис. X.4. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов водяных тепловых сетей

Особенностью гидравлического расчета тепловых сетей является то, что диаметры подающей и обратной магистралей выбираются одновременно. В двухтрубных тепловых сетях диаметры обеих труб принимают одинаковыми: не менее 50 мм для распределительных сетей и не менее 25 мм для ответвлений. Диаметр обратной магистрали транзитного участка в открытой системе теплоснабжения уменьшают, если в конце участка установлен бак-аккумулятор горячей воды.

Пьезометрический график. При проектировании тепловой сети необходимо знать давление теплоносителя как в подающем, так и в обратном трубопроводах у каждого абонента, а также располагаемый напор. Для получения таких данных строят так называемые графики давлений. Как правило, такие графики выполняют как в динамическом (при работающих сетевых насосах), так и в *статическом* (при неработающих сетевых насосах) состояниях системы для главной магистрали и для крупных ответвлений.

Благодаря наглядности такого графика легко определить располагаемые напоры и давления в любой точке трассы тепло-

вой сети, выбрать рациональные схемы присоединения абонентов, рассчитать напор сетевых насосов, подпиточных насосов источника тепла, а также выявить необходимость применения и требуемый напор подкачивающих насосов, устанавливаемых на трассе тепловой сети.

При построении графика давлений используют единицу гидродинамического потенциала—напор. Напор—это давление столба жидкости, выраженное в линейных единицах—метрах.

Напор, м, и давление, Па, связаны следующей зависимостью:

$$H = \frac{1}{9,8} \frac{p}{\rho}, \qquad (X.16)$$

где H — высота столба жидкости, м: p — давление, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м^3; $\frac{1}{9,8} = 0,102$ кг/(м^2·Па) — эквивалент для перевода давления (Па) в линейные единицы (м).

Напор в данной точке на оси трубопровода называется *пьезометрическим напором,* или *пьезометрической высотой,* поэтому график давлений называется *пьезометрическим.* При построении графика (рис. X.5) на оси абсцисс по трассе главной магистрали, начиная от источника тепла, откладывают длину. По оси ординат строят профиль местности и отмечают высоту зданий, расположенных на этой магистрали. На данной координатной сетке в характерных точках (в источнике тепла, на ответвлениях и у абонентов) наносят потери давления, полученные при гидравлическом расчете. За начало отсчета по оси ординат принято считать отметку (уровень) установки сетевых насосов. Линии, образованные в результате соединения максимальных и минимальных напоров в заданных точках в подающей и в обратной магистралях, характеризуют *динамическое состояние системы теплоснабжения.*

При динамическом режиме не должно быть вскипания в подающем трубопроводе, а при статическом режиме давление не должно превышать допустимые пределы для систем, присоединенных по зависимой схеме.

Статическое состояние зависит от давления теплоносителя, обеспечивающего невскипание воды в системе при отсутствии циркуляции. Статическая высота определяется давлением сухого насыщенного пара при температуре насыщения в расчетный зимний период и должна обеспечивать залив местных систем в холодном состоянии. Статическое давление поддерживается подпиточными насосами.

Особенности построения пьезометрического графика в статическом и динамическом состояниях системы зависят от схемы включения отдельных абонентов.

Для непосредственного присоединения местных систем к тепловым сетям учитывают следующие условия.

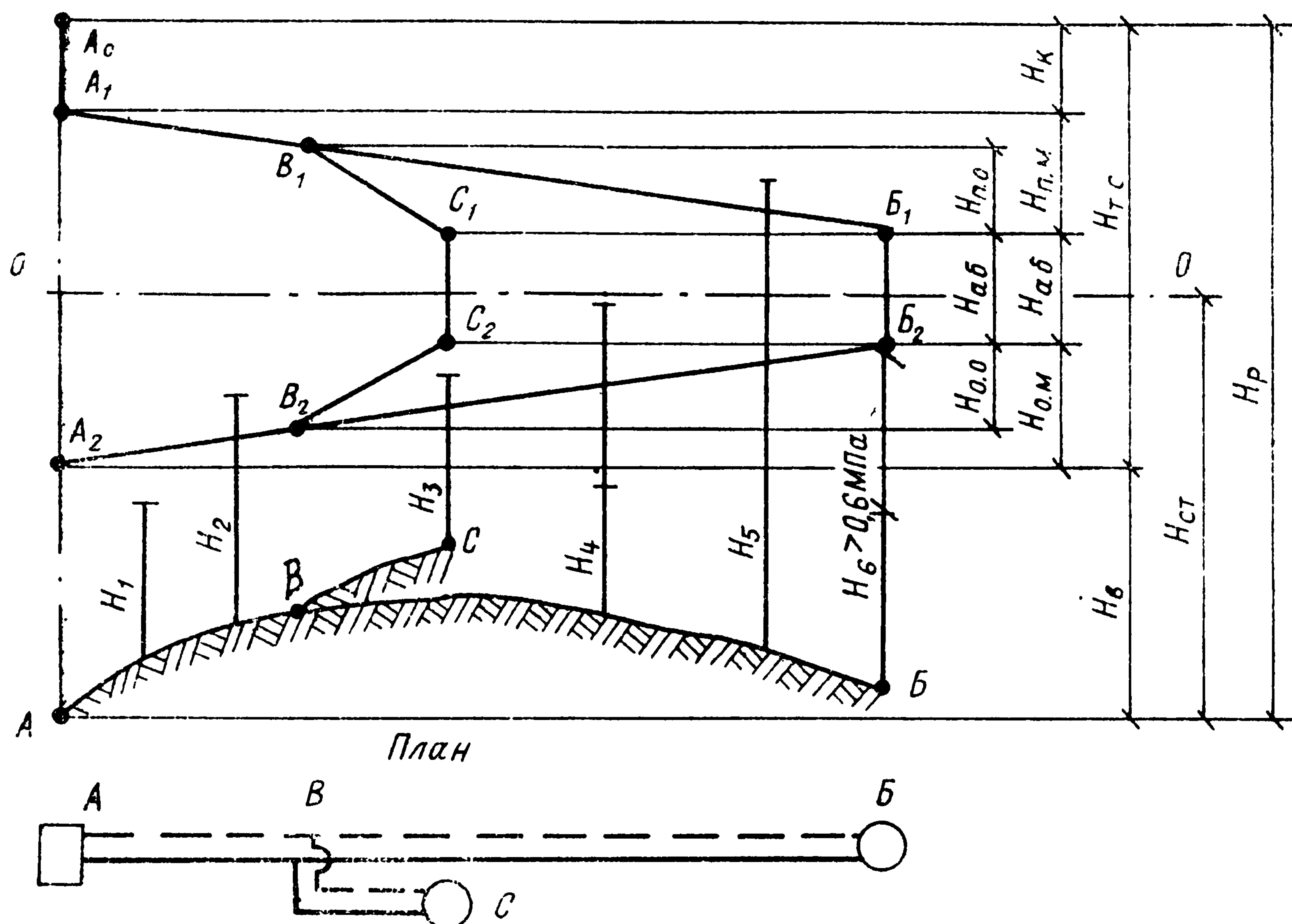


Рис. Х.5. Принципиальная схема пьезометрического графика

А — источник; *Б* — конечный потребитель на главной магистрали; *В* — место ответвления; *С* — потребитель на ответвлении; H_1—H_6 — высоты зданий потребителей *1*—*6*; $A_0A_1=H_к$ — потеря напора в источнике тепла; $A_1Б_1$ и $A_2Б_2$ — пьезометрические линии подающей и обратной магистралей; B_1C_1 и B_2C_2 — пьезометрические линии ответвлений; $H_{п.о}$ и $H_{о.о}$ — потеря напора в подающей и обратной линиях ответвления; $H_{аб}$ — потеря напора у абонента; $H_{п.м}$ и $H_{ом}$ — потери напора в подающей и обратной магистралях; $H_в$ — пьезометрическая высота обратной магистрали в источнике тепла; $H_{т.с}$ — потеря напора в сети; $H_{ст}$ (0—0) — статический уровень системы; $H_р$ — полный расчетный напор, создаваемый сетевыми и подпиточными насосами

1. Давление у абонента не допускается превышать заданное из условия прочности оборудования местных систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения. Так, для систем отопления с чугунными радиаторами предельное давление воды не более 0,6 МПа.

2. Давление в тепловых сетях и в местных системах должно обеспечивать невскипание воды при температуре ее более 100°С и поддерживаться на уровне, превышающем температуру насыщения.

3. Избыточное давление, гарантирующее заполнение системы отопления водой, следует поддерживать во всех точках системы. В противном случае неизбежен подсос воздуха в систему, в результате чего прекратится циркуляция и возникнет опасность разрушения трубопроводов от коррозии. Минимальное избыточное давление принимают равным 0,05 МПа.

4. Соответствующая разность давлений в тепловых вводах в подающей и обратной магистралях должна обеспечивать нормальную работу местных систем.

5. Требуемое давление необходимо обеспечивать во всасывающем патрубке сетевых насосов; минимальное его значение 0,05 МПа.

6. Давление (напор) в обратном трубопроводе открытой системы принимают из условия обеспечения потери напора в системе горячего водоснабжения при водоразборе. В летний период давление в подающем и обратном трубопроводах принимают больше статического системы горячего водоснабжения.

Если высота зданий превышает давление в обратной магистрали, то для обеспечения работы таких потребителей на обратной магистрали устанавливают автоматические клапаны — регуляторы подпора, обеспечивающие заполнение местных систем водой.

Если давление у некоторых абонентов, имеющих радиаторное отопление, превышает допустимое 0,6 МПа или располагаемое давление в тепловой сети не обеспечивает заполнения систем отопления водой, то такие потребители присоединяют к тепловой сети по независимой (изолированной) схеме. Такие абоненты, как правило, бывают расположены или на возвышенностях, или в низменных местах. Кроме того, к ним относятся здания с большой высотой, например высотные. Режим работы тепловой сети с изолированной схемой присоединения не зависит от давления местных систем. Его выбирают из условий, гарантирующих надежную и экономичную эксплуатацию системы теплоснабжения.

В тепловых сетях значительной протяженности или при сложном рельефе местности практически невозможно поддержать у всех абонентов требуемый напор только сетевыми насосами. Давление в подающей магистрали у начальных абонентов становится выше, а у конечных, наоборот, ниже оптимального. В таких случаях, чтобы, во-первых, обеспечить требуемое давление у большинства абонентов и, во-вторых, уменьшить напор, создаваемый сетевыми насосами, на трассе тепловой сети устанавливают специальные подкачивающие насосы. При работающих сетевых насосах подкачивающие насосы позволяют повысить давление на участках тепловой сети для одних абонентов и понизить—для других.

Подкачивающие насосы устанавливают на подающей магистрали при повышении и на обратной магистрали при понижении рельефа местности от источника тепла. При ровном рельефе местности подкачивающие насосы устанавливают как на подающей, так и на обратной магистралях в зависимости от протяженности и высоты зданий. Исходя из указанных требований для двухтрубных тепловых сетей рекомендуются следующие схемы включения абонентов (см. рис. X.5).

Абоненты *1, 2, 3, 4, 6* присоединяют по элеваторной схеме. При этом для абонентов *1* и *6* давление в обратной магистрали

не должно превышать допустимое для систем отопления 0,6 МПа и из условия заполнения системы отопления должно быть больше ее статического давления по 0,05 МПа. У абонентов *2*, *3*, *4* требуется установить регуляторы давления на обратной магистрали, так как давление в ней меньше статического давления системы отопления. Абонент *5* можно присоединить только с насосом на подающей магистрали, так как статическое давление системы отопления этого здания превышает давление в подающем трубопроводе тепловой сети. В этой схеме необходим обратный клапан на подающей магистрали. У абонента *6* требуется установить насос на обратном трубопроводе от системы отопления до подмешивающей перемычки и на случай аварии—обратный клапан на обратной магистрали. Здесь давление в обратном трубопроводе тепловой сети превышает допустимый предел для системы отопления, т. е. более 0,6 МПа. Однако такие абоненты целесообразнее присоединять по независимой схеме, так как в случае остановки насоса система отопления окажется под недопустимым давлением.

Основы теплового расчета. В теплопроводах по мере удаления от источника тепла происходит снижение температуры и давления теплоносителя.

Особенно резкое снижение температуры наблюдается в трубопроводах без тепловой изоляции. На практике стремятся по возможности добиться минимального снижения температуры теплоносителя, так как снижение температуры более установленного предела (примерно 5%) увеличивает потерю тепла и соответственно требует дополнительно расхода топлива, а следовательно, приводит к повышению эксплуатационных расходов. В целях уменьшения потерь тепла трубопроводы тепловых сетей покрывают тепловой изоляцией.

Теплоизоляционный покров выполняют из материалов, коэффициент теплопроводности которых в сухом состоянии не превышает 0,1 Вт/(м·К). Толщина слоя тепловой изоляции определяется расчетом и зависит от качества материала и перепада температур теплоносителя и окружающей среды. Тепловым расчетом выявляют не только толщину тепловой изоляции, но и падение температуры теплоносителя в магистралях. Основой для этих расчетов является количество тепла, теряемого 1 пог. м трубопровода. Кроме толщины и качества тепловой изоляции на тепловые потери трубопроводов существенно влияют неизолированные участки: соединительные фланцы, арматура и другие фасонные детали, которые практически невозможно покрыть равномерным слоем тепловой изоляции.

Если потери тепла через изолированные элементы теплопроводов (как правило, прямолинейные участки и углы поворота) принято считать, по аналогии с гидравлическими потерями давления на трение, линейными, то потери тепла через неизолированные элементы (фланцевые соединения, арматуру и другие фасонные детали) называют соответственно—местными.

Расчетные потери тепла, Вт, 1 м трубопровода с учетом фасонных деталей определяют по формуле

$$\Delta Q = (1+\beta)\frac{1}{R_{об}}(t_1 - t_0), \tag{X.17}$$

где β — коэффициент, учитывающий потери тепла через неизолированные участки труб, равен 0,1—0,3; $R_{об}$ — общее сопротивление теплопередаче трубы, м·К/Вт; t_1 — температура теплоносителя, °С; t_0 — температура окружающей среды, °С; при канальной прокладке равна температуре воздуха в канале $t_к$, при бесканальной — принимается равной естественной температуре грунта $t_{гр}$ на уровне оси трубопровода.

Общее сопротивление теплопередаче зависит от ряда факторов: способа прокладки, количества трубопроводов, материала труб и тепловой изоляции, а также от температуры теплоносителя и окружающей среды. В общем виде оно определяется по формуле

$$R_{об} = R_в + R_{ст} + R_и + R_н. \tag{X.18}$$

Сопротивление тепловосприятию от теплоносителя к стенке трубы

$$R_в = \frac{1}{\pi d_в \alpha_в}. \tag{X.19}$$

Сопротивление теплопроводности стенки трубы учитывается только для неметаллических труб

$$R_{ст} = \frac{1}{2\pi\lambda_{ст}} \ln\frac{d_н}{d_в}. \tag{X.20}$$

Термическое сопротивление слоя тепловой изоляции

$$R_и = \frac{1}{2\pi\lambda_и} \ln\frac{d_{н.и}}{d_{в.и}}. \tag{X.21}$$

Сопротивление теплоотдаче от поверхности изоляции в наружный воздух

$$R_н = \frac{1}{\pi d_{н.и}\alpha_н}, \tag{X.22}$$

где $d_в$ и $d_н$ — внутренний и наружный диаметры трубы, м; $\alpha_в$ и $\alpha_н$ — коэффициент тепловосприятия и теплоотдачи, Вт/(м²·К); $\lambda_{ст}$ и $\lambda_и$ — теплопроводность стенки трубы и изоляции, Вт/(м·К); $d_{в.и}$ и $d_{н.и}$ — внутренний и наружный диаметры изоляции, м.

Формула (X.18) справедлива при надземной прокладке.

При подземной бесканальной прокладке температуру грун-

та принимают на уровне оси трубопроводов, равной +5°С, а в формуле (Х.18) вместо $R_н$ подставляют сопротивление теплопередаче грунта $R_{гр}$, зависящее от глубины заложения и количества трубопроводов.

Для *одного трубопровода* сопротивление теплопередаче грунта, м·К/Вт, приходящееся на 1 м длины, при обычном отношении заглубления оси трубы h к ее диаметру $d_{н.и}$, равном или больше 2, определяют из выражения Форхгеймера

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_{н.и}}, \tag{X.23}$$

где $\lambda_{гр}$ — теплопроводность грунта, Вт/(м·К), принимаемая равной 0,85—3,5 в зависимости от влажности.

В *многотрубном теплопроводе* в результате тепловой интерференции потери тепла каждой трубой по сравнению с однотрубным сокращаются. Поэтому к знаменателю в формуле (Х.17) прибавляют дополнительное сопротивление теплопередаче $R_{доп}$, которое зависит от интенсивности температурного поля, создаваемого каждым трубопроводом. В трубопроводе с меньшей температурой наблюдается большее снижение потерь тепла. Так, при двухтрубном теплопроводе потери тепла в обратном трубопроводе снижаются больше, чем в подающем, потому, что он находится в более интенсивном температурном поле, образуемом подающим трубопроводом. Совместное действие соседних трубопроводов друг на друга учитывается рядом факторов: разностью температур теплоносителя каждого трубопровода и грунта, общим сопротивлением теплопередаче каждого трубопровода $R_{об_1}$ и $R_{об_2}$, определяемым по формуле (Х.18), а также условным сопротивлением теплопередаче грунта $R_{усл}$, определяемым по формуле Е. П. Шубина

$$R_{усл} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2}, \tag{X.24}$$

где b — расстояние между центрами соседних труб, м.

Дополнительное сопротивление теплопередаче для каждого из трубопроводов при двухтрубной прокладке В. П. Витальев рекомендует определять с учетом так называемого коэффициента интерференции φ, который для подающего трубопровода равен:

$$\varphi = \frac{(t_2 - t_{гр}) R_{об_1} - (t_1 - t_{гр}) R_{усл}}{(t_1 - t_{гр}) R_{об_2} - (t_2 - t_{гр}) R_{усл}}. \tag{X.25}$$

Для обратного трубопровода этот коэффициент равен $\frac{1}{\varphi}$.

Таким образом, дополнительное сопротивление теплопередаче определяют по формулам:

для подающего трубопровода

$$R_{доп_1} = \varphi R_{усл}; \quad (X.26)$$

для обратного трубопровода

$$R_{доп_2} = \frac{1}{\varphi} R_{усл}. \quad (X.27)$$

Для расчета потерь тепла при подземной прокладке труб в каналах применяют те же формулы, что и при бесканальной прокладке. Формулу (X.18) используют для определения сопротивления теплопередаче дважды. Вначале определяют теплопотери трубопроводами в канале как при надземной прокладке, принимая в формуле (X.17) температуру окружающей среды t_0 равной температуре воздуха в канале $t_к$. Затем, считая канал как трубопровод с температурой воздуха в нем $t_к$, рассчитывают теплопотери канала как трубопровода при бесканальной прокладке, принимая в формуле (X.17) температуру окружающей среды t_0 равной температуре грунта $t_{гр}$. Таким образом, особенность этого расчета заключается в предварительном определении температуры воздуха в канале по формулам:

для канала с одним трубопроводом

$$t_к = \frac{\frac{t_1}{R_{об}} + \frac{t_0}{R_{об.к}}}{\frac{1}{R_{об}} + \frac{1}{R_{об.к}}}; \quad (X.28)$$

для канала с несколькими трубопроводами

$$t_к = \frac{\frac{t_1}{R_{об_1}} + \frac{t_2}{R_{об_2}} + \cdots + \frac{t_n}{R_{об_n}} + \frac{t_0}{R_{об.к}}}{\frac{1}{R_{об_1}} + \frac{1}{R_{об_2}} + \cdots + \frac{1}{R_{об_n}} + \frac{1}{R_{об.к}}}. \quad (X.29$$

Эквивалентный (внутренний или наружный) диаметр канала равен:

$$d_э = \frac{4F}{P}, \quad (X.30)$$

где F — площадь поперечного сечения канала при соответственно внутреннем или наружном его периметре P.

Зная тепловые потери трубопроводами на трассе, падение температуры теплоносителя в конце участка длиной l определяют из уравнения теплового баланса:

для воды

$$\Delta t_1 = 3,6 \frac{\Delta Q l}{cG}; \quad (X.31)$$

для пара (падение энтальпии пара)

$$\Delta i = 3{,}6\ \frac{\Delta Q l}{G},\qquad (X.32)$$

где l — длина участка, м; c — теплоемкость воды, кДж/(кг·К); G — расход теплоносителя, т/ч.

Глава XI. ПРОКЛАДКА ТЕПЛОПРОВОДОВ

Трубопроводы тепловых сетей прокладывают на земле, в земле и над землей. Во всех случаях прокладка теплопроводов должна обеспечивать наибольшую надежность работы системы теплоснабжения при наименьших капитальных и эксплуатационных затратах. Капитальные затраты определяются стоимостью строительно-монтажных работ, включая затраты на оборудование и материалы для прокладки тепловых сетей. В эксплуатационные входят затраты на обслуживание и содержание тепловых сетей, а также затраты, связанные с потерей тепла в трубопроводах и расходом электроэнергии на всей трассе. Капитальные затраты в основном определяются стоимостью оборудования и материалов, а эксплуатационные — стоимостью тепла, электроэнергии, ремонта и обслуживания.

Основными являются подземная и надземная прокладки теплопроводов. *Подземная прокладка* теплопроводов наиболее распространенная. Она подразделяется на прокладку трубопроводов непосредственно в земле (бесканальная) и в каналах. При *надземной прокладке* трубопроводы в зависимости от местных условий могут находиться на земле или над землей на таком уровне, чтобы не препятствовать движению транспорта. Надземные прокладки применяют на загородных магистралях, на территории промышленных предприятий, при пересечении оврагов, рек, железнодорожных путей и других сооружений. Надземная прокладка теплопроводов в каналах или лотках, расположенных на поверхности земли, а также частично заглубленных, находит применение, как правило, в районах вечномерзлых грунтов.

Кроме местных условий, на способ прокладки теплопроводов влияют следующие факторы: диаметр труб, назначение магистралей, эстетические требования, наличие сложных пересечений с сооружениями и коммуникациями, категория грунта. Способ прокладки выбирают на основании технико-экономического сравнения возможных вариантов.

Например, наименьшие капитальные затраты на сооружение тепловой сети требуются при подземной прокладке неизолиро-

ванных труб без каналов. Однако значительные потери тепловой энергии, особенно во влажных грунтах, приводят не только к существенным дополнительным затратам, но и к преждевременному выходу стальных трубопроводов из строя из-за наружной коррозии. Поэтому при подземной прокладке в целях обеспечения надежной работы теплопроводов применяют механическую, тепловую и противокоррозионную защиту.

Механическая защита теплопроводов обеспечивается путем устройства элементов конструкций в виде каналов, а тепловая—путем создания слоя изоляции из малотеплопроводных материалов на наружной поверхности труб. Противокоррозионная защита обеспечивается специальными покрытиями, нанесенными непосредственно на наружную поверхность стальных труб. При применении таких способов защиты увеличивается первоначальная стоимость тепловых сетей, однако эти затраты окупаются в течение первых лет эксплуатации вследствие повышения эксплуатационной надежности и значительного сокращения тепловых потерь.

§ 42. ПОДЗЕМНАЯ ПРОКЛАДКА

Прокладка теплопроводов в каналах. Для защиты теплопроводов от влияния грунтовых, атмосферных и паводковых вод и для обеспечения свободного теплового удлинения трубопроводы прокладывают в каналах, укладывая их на опоры. В целях исключения возможного попадания воды в каналы швы между отдельными его секциями тщательно заполняют цементным раствором, а наружную поверхность стен и перекрытия покрывают двумя слоями битума. Высокое качество покрытия достигается при механизированном нанесении битума.

Для отвода паводковых или атмосферных вод перекрытие устраивают с поперечным уклоном около 1—2%. При высоком уровне стояния грунтовых вод наружную поверхность стенок, перекрытия и дна канала покрывают гидроизоляцией. Вода, попавшая в каналы, удаляется с помощью лотков, имеющих уклон не менее 0,002, или самотеком в систему дренажа, или в специальные приямки, из которых насосом откачивается в канализацию.

Размеры канала принимают исходя из минимального расстояния в свету между трубами и элементами конструкции, которое в зависимости от диаметра труб 25—1400 мм соответственно принимают равным: до стенки 70—120 мм; до перекрытия 50—100 мм; до поверхности изоляции соседнего трубопровода 100—250 мм. Глубину заложения канала принимают из условия минимального объема земляных работ и равномерного распределения сосредоточенных нагрузок на перекрытие от автотранспорта. В большинстве случаев толщина слоя грунта над перекрытием канала составляет 0,8—1,2 м и менее 0,6 м в местах, где движение автотранспорта запрещено.

Прокладка теплопроводов начинается с устройства основания канала. Стенки канала возводят после монтажа и изоляции трубопроводов. На окончательной стадии устанавливают плиты перекрытия. В зависимости от количества труб, прокладываемых в одном ряду, и их диаметра применяют непроходные, полупроходные или проходные каналы. Однако если глубина заложения превышает 3 м, то для возможности замены труб сооружают полупроходные или проходные каналы.

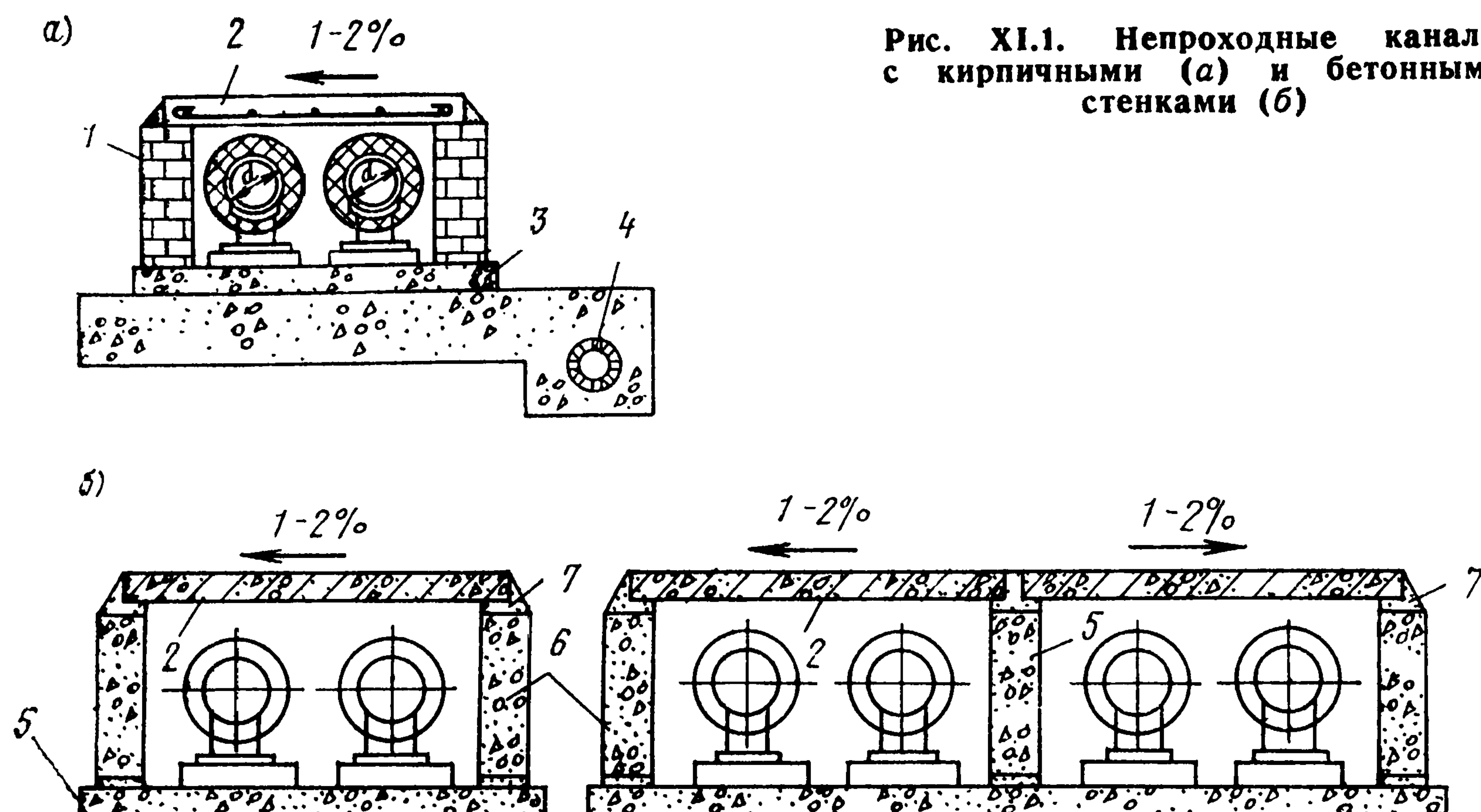


Рис. XI.1. Непроходные каналы с кирпичными (*а*) и бетонными стенками (*б*)

Непроходные каналы применяют для прокладки теплопроводов диаметром до 700 мм независимо от числа труб. Конструкция канала зависит от влажности грунта. В сухих грунтах чаще устраивают блочные каналы с бетонными или кирпичными стенками либо железобетонные одно- и многоячейковые.

Стенки *1* кирпичного канала (рис. XI.1, *а*) имеют толщину 120 мм (1/2 кирпича) для прокладки трубопроводов небольшого диаметра и 250 мм (1 кирпич) для трубопроводов большого диаметра. Стенки канала возводят только из обыкновенного глиняного кирпича марки не ниже 100. Силикатный кирпич из-за малой морозостойкости и неустойчивости в воде не применяют. Каналы перекрывают железобетонной плитой *2*. Такие каналы в зависимости от категории грунта имеют несколько разновидностей. В плотных и сухих грунтах дно канала *3* устраивают без бетонной подготовки по втрамбованному непосредственно в грунт щебню или по выровненному песчаному слою толщиной 100 мм. В слабых грунтах вначале выполняют бетонное основание, на которое устанавливают дополнительно железобетонную плиту. При высоком уровне стояния грунтовых вод для их отвода в основании канала прокладывают дренажный трубопровод *4*.

Непроходные каналы с блочными стенками имеют несколько типов. Каналы с бетонными стенками (рис. XI.1, *б*) в зависи-

мости от количества прокладываемых труб бывают одно- или многоячейковыми. Эти каналы используют для прокладки труб небольшого диаметра. Основанием канала служит бетонная плита *5*, уложенная на уплотненный грунт. Бетонные стенки *6* перекрывают железобетонными плитами *2*. Стенки канала с основанием и плитой перекрытия соединены на цементном растворе *7*.

Для трубопроводов больших диаметров применяют каналы, собираемые из унифицированных сборных железобетонных элементов лоткового типа КЛ и КЛс, также из сборных железобетонных плит КС.

Каналы типа КЛ (рис. XI.2, *а*) состоят из лотковых элементов *1*, уложенных на основании *3* и перекрываемых плоскими железобетонными плитами *2*, которые соединены с лотком на цементном растворе *4*.

Каналы типа КЛс (рис. XI.2,*б*) имеют два лотковых элемента *1*, уложенных друг на друга и соединенных между собой на цементном растворе с помощью двутавра *6*. Пространство между двумя лотковыми элементами заполняют песком *5*.

В каналах типа КС (рис. XI.2, *в*) стеновые панели *9* устанавливают в пазы *8* плиты днища *7* и пазы заливают бетоном. Эти каналы перекрывают плоскими железобетонными плитами *10*.

Основания каналов для всех типов выполняют из бетонных плит, тощего бетона или песчаной подготовки.

Наряду с рассмотренными применяют каналы и других типов.

Канал из вибропрокатных панелей (рис. XI.3, *а*) состоит из панелей днища *1*, укладываемых на слой песка, стеновых панелей *2* и плит перекрытия *3*. Швы между плитами заполняют цементным раствором *4*. На заводе с помощью косынок, приваренных к закладным элементам, плиты стен и перекрытия соединяют в объемные П-образные элементы. Трубопроводы с изоляцией *5* укладывают на опорные бетонные подушки *6* скользящими опорами *7*.

Такие каналы бывают трех типов: односекционные поперечным сечением от 640×450 до 2080×1060 мм, предназначенные для прокладки двух труб диаметром 40—600 мм; односекционные для многотрубной прокладки трех — пяти труб диаметром до 150 мм; двухсекционные каналы, образованные из двух односекционных каналов одного или разного типоразмера в зависимости от количества и диаметра труб.

Сводчатые каналы (рис. XI.3,*б*) устраивают из железобетонных элементов в виде скорлуп или сводов *8*, изготовленных в заводских условиях. Своды имеют монтажные петли *9*. При сооружении каналов в траншее выполняют лишь основание *10*.

Таким образом, прокладка тепловых сетей в каналах из вибропрокатных панелей с П-образными объемными блоками и в

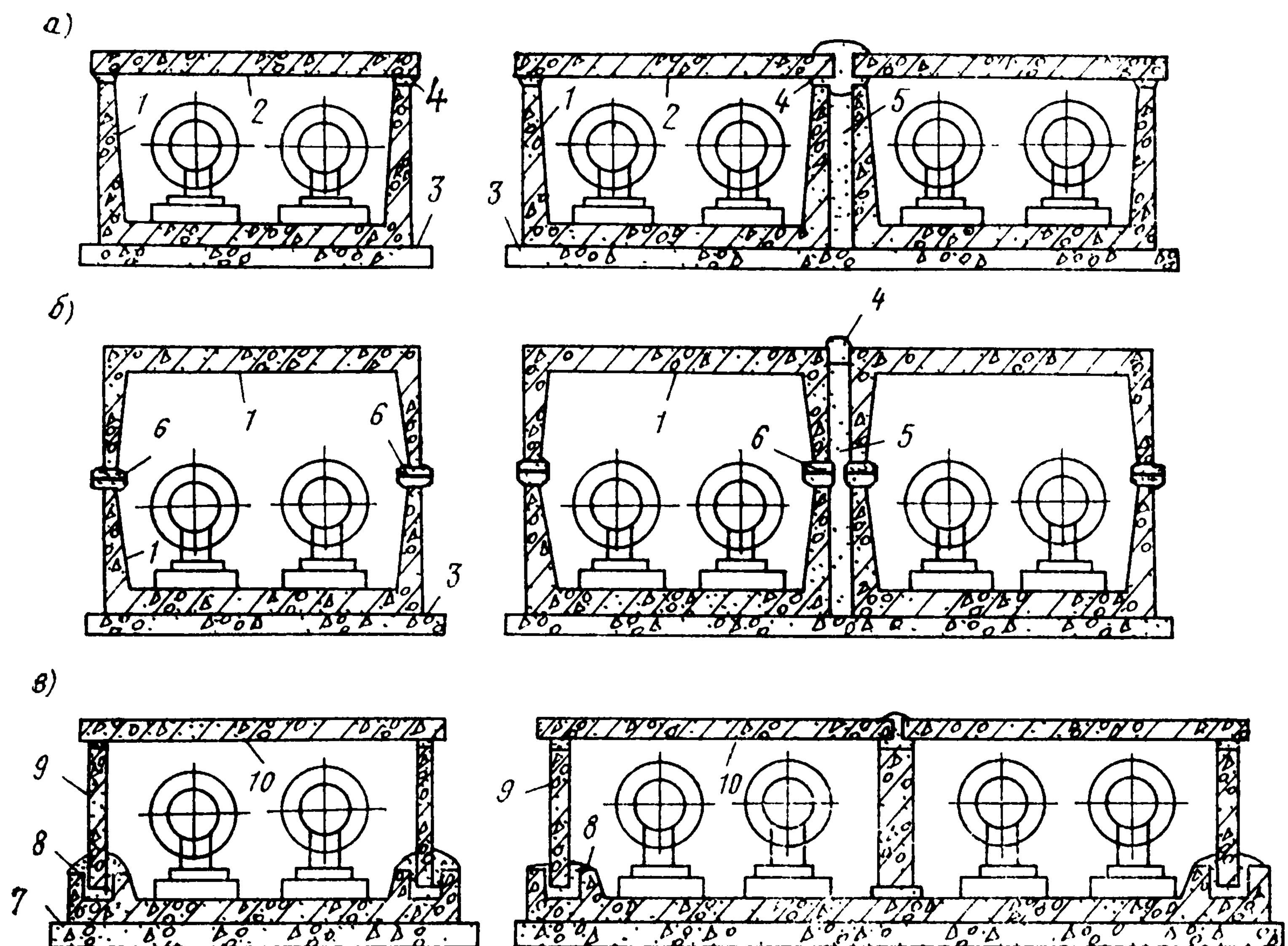


Рис. XI.2. Непроходные каналы из унифицированных элементов

а — типа КЛ из однолотковых элементов; *б* — типа КЛс из двухлотковых элементов; *в* — типа КС из стеновых панелей

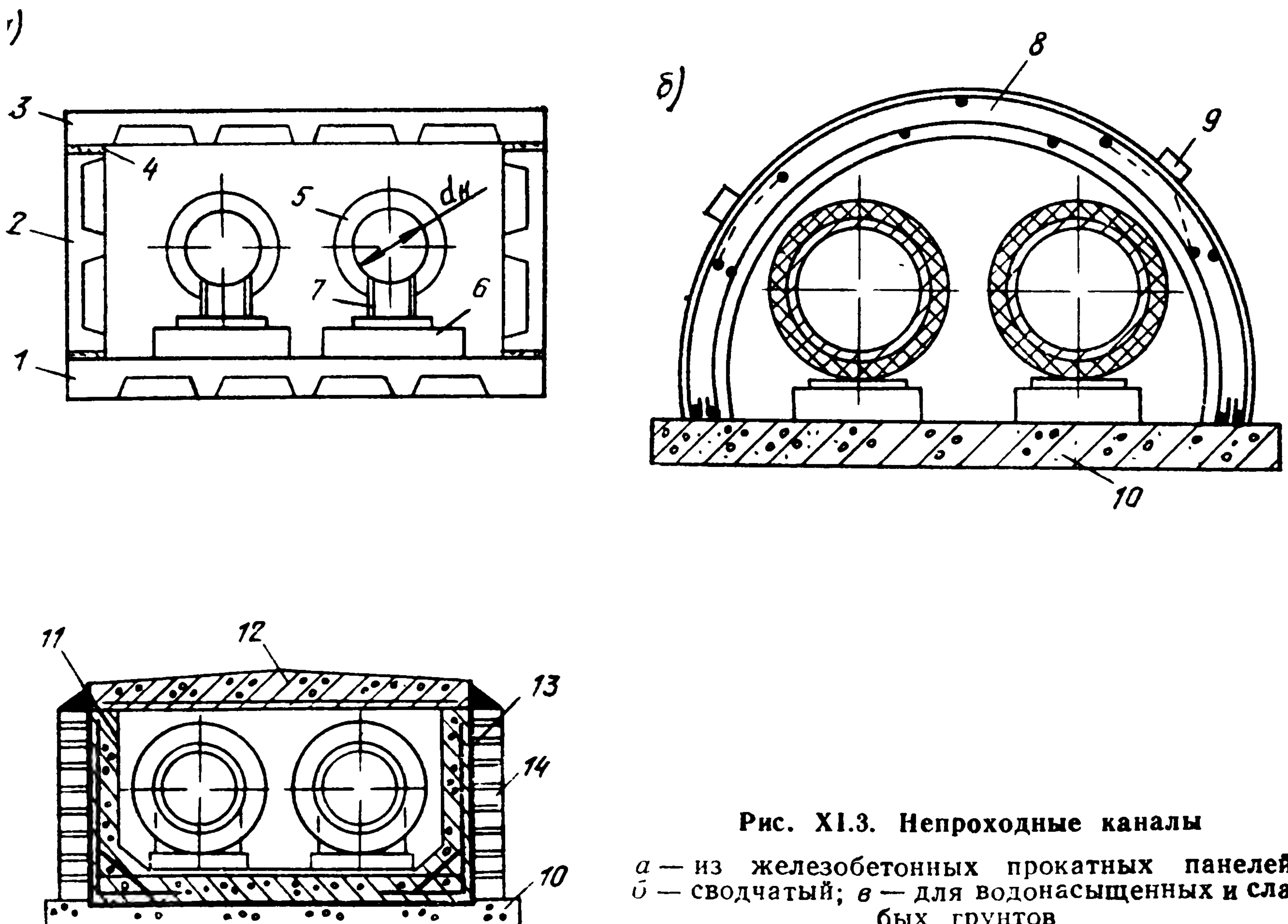


Рис. XI.3. Непроходные каналы

а — из железобетонных прокатных панелей; *б* — сводчатый; *в* — для водонасыщенных и слабых грунтов

сводчатых—состоит только из трех операций: устройство основания, монтаж трубопроводов и укладка объемных блоков или сводов.

Непроходной канал для прокладки теплопроводов в водонасыщенных и слабых грунтах состоит из железобетонного корытообразного лотка *11* (рис. XI.3, *в*). Перекрытие устраивают также из железобетонных сборных плит *12*. Наружная поверхность, стенки лотка и дно покрыты гидроизоляцией *13*, состоящей из двух слоев рубероида на битумной мастике. Поверхность основания *10* также покрывают гидроизоляцией, а затем устанавливают или бетонируют лоток. Перед засыпкой траншеи гидроизоляцию защищают специальной стенкой *14*, выполненной из кирпича.

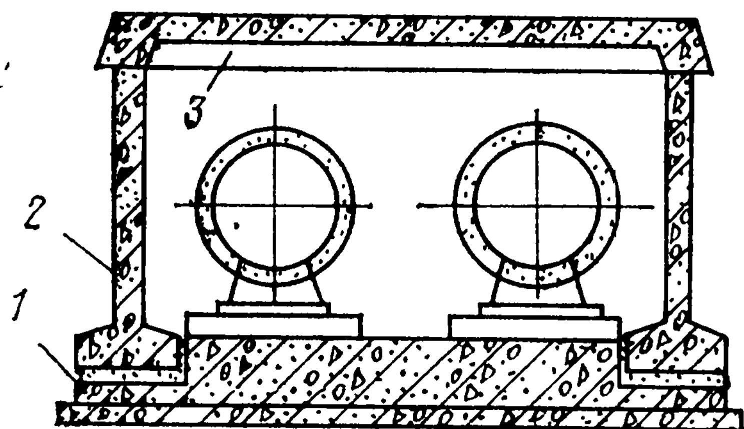


Рис. XI.4. Полупроходной канал

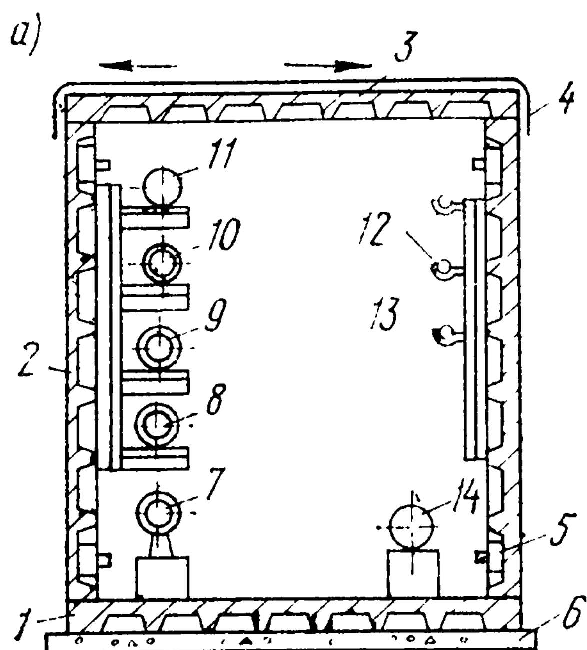
При необходимости замены труб, вышедших из строя, или при ремонте тепловой изоляции в таких каналах приходится разрывать грунт и разбирать канал, а иногда и вскрывать мостовую. Поэтому тепловую сеть в непроходных каналах по возможности размещают вдоль газонов.

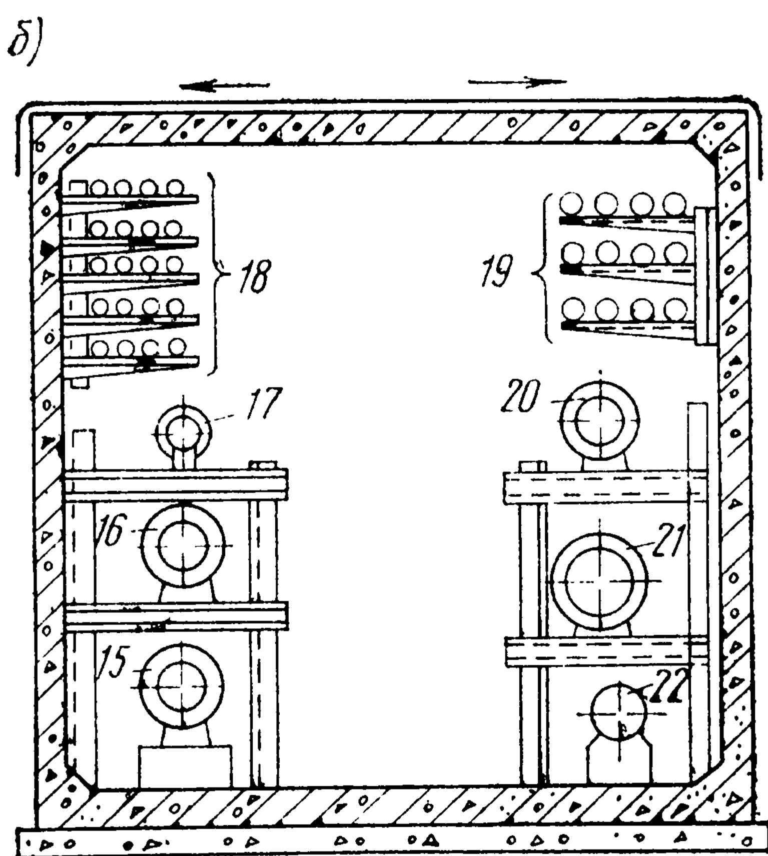
Полупроходные каналы. В сложных условиях пересечения теплопроводами существующих подземных коммуникаций под проезжей частью при высоком уровне стояния грунтовых вод вместо непроходных устраивают полупроходные каналы. Полупроходные каналы применяют также при прокладке небольшого количества труб в тех местах, где по условиям эксплуатации вскрытие проезжей части исключено, и трубопроводов больших диаметров 800—1400 мм. Высоту полупроходного канала принимают не менее 1400 мм. Каналы выполняют из сборных железобетонных элементов. Конструкция полупроходного канала (рис. XI.4) состоит из плиты днища *1*, стенового блока *2* и плиты перекрытия *3*.

Проходные каналы — коллекторы сооружают при наличии большого числа трубопроводов. Их располагают под мостовыми крупных магистралей, на территории больших промышленных предприятий, на участках, прилегающих к зданиям теплоэлектроцентралей. Совместно с теплопроводами в проходных каналах размещают и другие подземные коммуникации — электрокабели, телефонные кабели, водопровод, газопровод низкого давления и т. п. Для осмотра и ремонта в коллекторах обеспечивают свободный доступ обслуживающего персонала к трубопроводам и оборудованию. Размеры коллекторов принимают исходя из минимально допустимого расстояния в свету, которое для труб диаметром 25—1400 мм соответственно равно:

до стенки и дна 150—350 мм; до перекрытия 100—250 мм; до поверхности изоляции смежного трубопровода по вертикали и горизонтали 100—300 мм. Ширину прохода в коллекторе принимают из условия возможности обслуживания и ремонта теплопроводов равной диаметру наибольшего трубопровода плюс 100 мм, но не менее 700 мм.

Коллекторы оборудуют освещением и естественной приточно-вытяжной вентиляцией с трехкратным обменом воздуха, обеспечивающей температуру воздуха не более 50°С и не выше





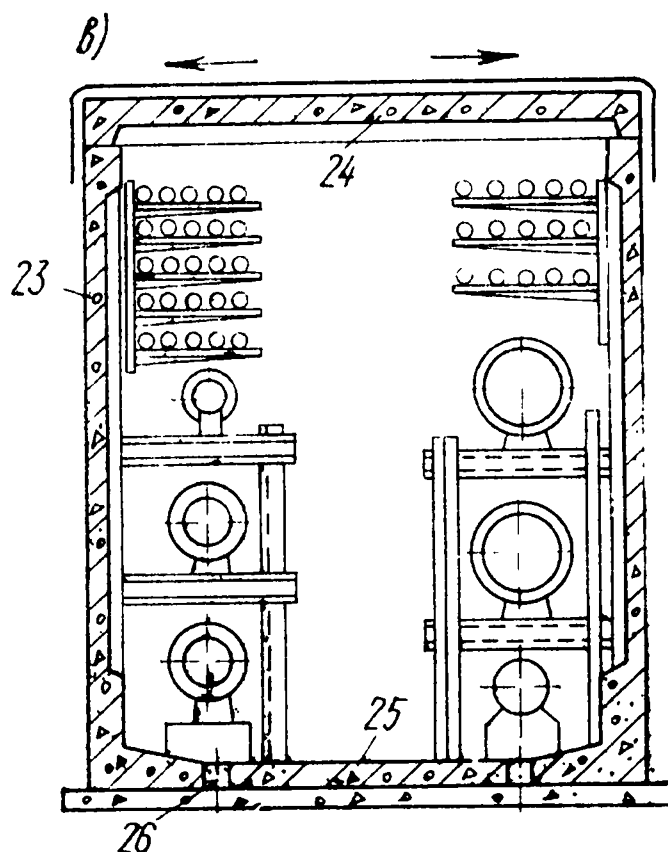


Рис. XI.5. Коллекторы

а — из вибропрокатных панелей; *б* — рамной конструкции; *в* — из железобетонных блоков

40°С при производстве ремонтных работ. Для этого применяют передвижные вентиляционные установки. Входы в коллекторы предусматривают через каждые 100—300 м. В местах, где расположены сальниковые компенсаторы для восприятия тепловых удлинений, запорные устройства и другое оборудование, предусматривают специальные ниши и дополнительные лазы.

Существующие коллекторы сооружают из ребристых плит, звеньев рамной конструкции, крупных блоков и объемных элементов.

Внутриквартальный проходной канал (рис. XI.5, *а*), полу-

чивший широкое распространение, выполняют из четырех ребристых железобетонных панелей: днища *1*, двух стенок *2* и плиты перекрытия *3*, изготовляемых заводским способом на прокатных станах. Наружная поверхность перекрытия покрыта изоляцией *4*. Панели соединены болтами *5*. Секции канала установлены на бетонную плиту *6*. Масса одной секции такого канала сечением 1,46×1,87 м и длиной 3,2 м составляет 5 т. Входы в эти каналы устраивают через каждые 50 м. В коллекторе размещают следующие коммуникации: подающий и обратный трубопроводы тепловой сети *7* и *8*, подающий и циркуляционный трубопроводы горячего водоснабжения *9* и *10*, газопровод низкого давления *11*, электрокабели *12*, телефонный кабель *13* и водопровод *14*.

Коллектор из железобетонных звеньев рамной конструкции длиной 1,8 и 2,4 м (рис. XI.5, *б*) изготовляют нормальной и повышенной прочности в зависимости от заглубления над перекрытием соответственно до 2 и 4 м. В этом коллекторе размещают теплопроводы *15* и *16*, конденсатопровод *17*, электрокабели *18*, телефонные кабели *19*, паропроводы *20* и *21*, водопровод *22*. Железобетонную плиту основания укладывают под стыки.

Коллектор (рис. XI.5, *в*) изготовляют *из железобетонных блоков* трех типов: Г-образного стенового *23*, плиты перекрытия *24* и днища *25* в нормальном и усиленном исполнении. Стыки в блоках заделывают монолитным железобетоном *26*. В этом коллекторе размещают те же коммуникации.

Бесканальная прокладка. Для защиты трубопроводов от механических воздействий при этом способе прокладки устраивают усиленную тепловую изоляцию — оболочку.

Достоинствами бесканальной прокладки теплопроводов являются: сравнительно небольшая стоимость строительно-монтажных работ, меньший объем земляных работ и сокращение сроков строительства. К ее недостаткам относится повышенная подверженность стальных труб наружной коррозии.

Бесканальную прокладку широко применяют в сухих песчаных грунтах; в водонасыщенных грунтах в зоне расположения труб необходимо устраивать дренаж. Подвижные опоры при бесканальной прокладке не используют. Трубы с тепловой изоляцией укладывают непосредственно на песчаную подушку, отсыпанную на предварительно выровненное дно траншеи. Песчаная подушка, являющаяся постелью для труб, имеет хорошие упругие свойства и обеспечивает при температурных воздействиях равномерное удлинение. В слабых и глинистых грунтах на дно траншеи отсыпают слой песка не менее 100—150 мм.

Неподвижные опоры при бесканальной прокладке труб представляют собой железобетонные стенки, установленные перпендикулярно теплопроводам. Для компенсации тепловых удлине-

ний труб применяют гнутые или сальниковые компенсаторы, расположенные в специальных нишах или камерах.

На поворотах трассы во избежание зажатия труб в грунте и для обеспечения возможного их перемещения сооружают непроходные каналы. В тех местах, где теплопровод пересекает стенку канала, происходит наибольший изгиб трубы в результате неравномерной осадки грунта и основания канала. В таких случаях в отверстии стенки предусматривают зазор, который

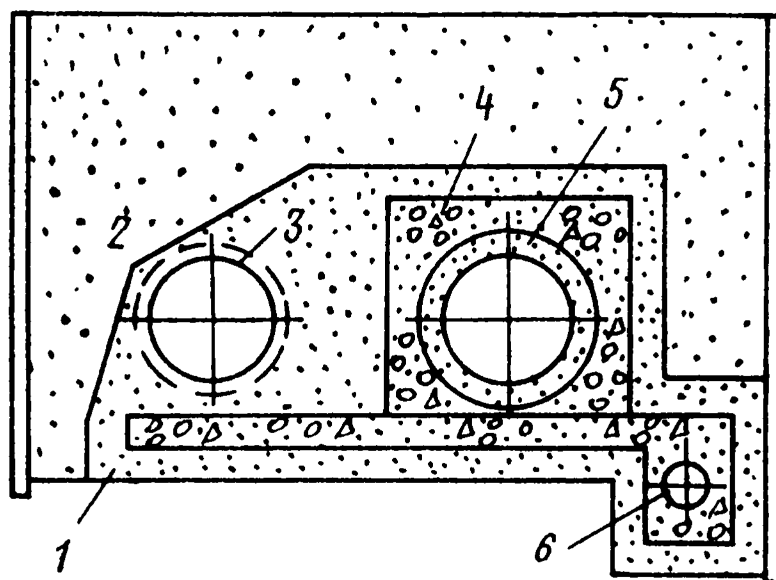


Рис. XI.6. Бесканальная прокладка теплопроводов

1 — засыпка и прослойка из песка; *2* — насыпной грунт; *3* — обратная магистраль; *4* — засыпка и прослойка из гравия; *5* — тепловая изоляция подающей магистрали; *6* — дренажная труба

заполняют эластичным материалом, например просмоленным канатом. Теплопроводы диаметром менее 500 мм прокладывают без каналов.

Одним из решений бесканальной прокладки теплопроводов является конструкция (рис. XI.6), предложенная В. П. Витальевым, которая предусматривает прокладку двух теплопроводов в песчаной и гравийной обсыпке с устройством дренажа.

Дренажные устройства. При подземной прокладке теплопроводов во избежание проникания воды к элементам строительных конструкций и тепловой изоляции предусматривают мероприятия для искусственного понижения уровня грунтовых вод. Для этой цели совместно с теплопроводами прокладывают специальные дренажные трубопроводы сбоку канала ниже его основания на 200 мм. Дренажное устройство состоит из дренажной трубы и фильтрационного материала — обсыпки из песка и гравия. В зависимости от условий работы применяют различные дренажные трубы: для безнапорных дренажей — раструбные керамические, бетонные и асбестоцементные, для напорных — стальные и чугунные диаметром не менее 150 мм.

Дренажные трубы прокладывают с уклоном не менее 0,003. На поворотах и при перепадах заложений труб устраивают смотровые колодцы по типу канализационных. На прямолинейных участках такие колодцы предусматривают не менее чем через 50 м. Если отвод дренажной воды в водоемы, овраги или в канализацию самотеком невозможен, строят насосные станции, которые размещают вблизи колодцев на глубине, зависящей от отметки дренажных труб. Насосные станции строят, как прави-

ло, из железобетонных колец диаметром 3 м. Станция имеет два отсека — машинный зал и резервуар для приема дренажной воды.

§ 43. НАДЗЕМНАЯ ПРОКЛАДКА

Несущими конструкциями для надземной прокладки теплопроводов небольших и средних диаметров служат надземные опоры и мачты, обеспечивающие расположение труб на нужном расстоянии от поверхности земли; для трубопроводов больших диаметров — как правило, опоры-эстакады. Опоры обычно выполняют из железобетонных блоков; мачты и эстакады — стальными и железобетонными. Металлические мачты устанавливают стреловым краном на бетонные фундаменты и закрепляют анкерными болтами. Расстояние между опорами и мачтами при надземной прокладке принимают равным расстоянию между опорами в каналах.

Для сокращения количества мачт устраивают промежуточные опоры с помощью растяжек. Теплопроводы укладывают на катковые опоры, создающие минимальные горизонтальные усилия. Для восприятия удлинений теплопроводов применяют гнутые компенсаторы, требующие минимальных затрат времени на обслуживание. При надземной прокладке для обслуживания арматуры и другого оборудования, установленного на теплопроводах, устраивают специльные площадки. Для установки магистральных задвижек, спускных, дренажных и воздушных устройств предусматривают утепленные ящики.

§ 44. ТРУБЫ, ФАСОННЫЕ ДЕТАЛИ И ИХ СОЕДИНЕНИЯ

Для транспортирования теплоносителя в основном применяют стальные трубы. Неметаллические трубы используют редко (только на опытных участках) в связи со сложностью их соединения с металлической арматурой, а также удовлетворения качества воды требованиям санитарных норм и эксплуатационной надежности.

Для тепловых сетей с давлением 0,17 МПа и температурой теплоносителя 115 °С и ниже применяют стальные электросварные трубы, при более высоких параметрах чаще используют стальные трубы по следующим стандартам:

1) по ГОСТ 8732—70 и ГОСТ 8734—58 — бесшовные горячекатаные и холоднотянутые наружным диаметром 25—426 мм для теплоносителя с температурой до 150 °С и давлением не более 1 МПа;

2) по ГОСТ 10704—63÷10707—63 — электросварные с продольным швом диаметром 32—1220 мм для среды с температурой до 300 °С и давлением до 2,5 МПа;

3) по ГОСТ 8696—74 — электросварные со спиральным швом для среды с температурой до 300 °С и давлением до 2,5 МПа.

ица XI.1. **Характеристики стальных труб для тепловых сетей**

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Живое сечение, $м^2$	Масса 1 м, кг			
			трубы	воды	изоляции	общая
25	2,5	0,000346	1,39	0,35	2,8	4,54
32	2,5	0,000576	1,76	0,57	3,7	6,03
38	2,5	0,000855	2,19	0,85	4,0	7,04
45	2,5	0,001257	2,62	1,26	4,3	8,18
57	3,5	0,001963	4,62	1,96	6,8	13,38
76	3,5	0,003739	6,26	3,74	7,9	17,90
89	3,5	0,005281	7,38	5,28	8,9	21,56
108	4	0,007854	10,26	7,85	10,1	28,21
133	4	0,012270	12,73	12,27	14,9	39,90
159	4,5	0,017670	17,15	17,67	16,6	51,42
194	5	0,026590	23,31	26,59	18,8	68,70
219	6	0,033650	31,52	33,65	21,1	86,27
273	7	0,052690	45,92	52,69	25	123,61
325	10	0,073060	77,68	73,06	29	179,74
377	10	0,100100	90,51	100,1	39	229,61
426	11	0,128200	112,60	128,2	43,5	284,30
478	9	0,166200	104,10	166,20	48,0	318,30
529	9	0,205100	115,40	205,1	52	372,50
630	8	0,296100	122,7	296,1	61,5	480,30
720	11	0,382600	192,3	382,6	80,5	655,40
820	8	0,507700	160,2	507,7	91,5	759,40

мечание. Масса изоляции принята 400 $кг/м^3$.

инение отдельных труб между собой, а также с фасон-еталями и оборудованием (отводами, компенсаторами, ленными из труб, и грязевиками) производят электроду-заркой. Газовую сварку используют для соединения труб ом до 50 мм. Соединение трубопроводов на фланцах ится только при установке фланцевой арматуры. Сорта-основные характеристики трубопроводов для тепловых иведены в табл. XI.1.

нные детали трубопроводов — отводы, переходы, гну-альниковые компенсаторы, фланцы, плоские днища и ые детали изготовляют только стальными в соответст-ребованиями Госгортехнадзора СССР. Все фасонные де-лжны изготовляться по межведомственным нормалям или по нормалям машиностроения (МН). Толщина сте-онных деталей не должна превышать толщину стенки более чем на 3 мм; в противном случае усложняется а торцов трубы и детали при сварке.

ды на тепловых сетях применяют гнутые, крутоизогну-варные. Гнутые отводы изготовляют из прямых бесшов-

ных труб диаметром не более 400 мм. Радиус осевой линии гнутья труб R составляет не менее трех-четырех наружных диаметров $d_н$. При гладком гнутье с предварительной набивкой труб песком и нагревом их $R=3{,}5d_н$, а при гладком гнутье без набивки песком в холодном состоянии $R=4d_н$. Крутоизогнутые отводы изготовляют на заводе. Их применяют при условных давлениях теплоносителя не более 6,4 МПа, $R=(1{,}5\div2)d_н$. Сварные отводы имеют радиус $R=(1\div1{,}5)d_н$; сваривают их из труб диаметром более 150 мм и не менее чем из четырех деталей, например, двух стаканов и двух сегментов.

Переходы на вертикальных участках теплопроводов применяют симметричные, на горизонтальных участках — несимметричные. Их выравнивают поверху во избежание скопления воздуха и понизу для недопущения скопления конденсата.

§ 45. ОПОРЫ, КОМПЕНСАТОРЫ И ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ КАМЕРЫ

Опоры. Для обеспечения организованного совместного перемещения трубы и изоляции при тепловых удлинениях применяют подвижные и неподвижные опоры.

Неподвижные опоры, предназначенные для закрепления теплопроводов в характерных точках, используют при всех способах прокладки. Характерными точками на трассе тепловой сети принято считать: места ответвлений, места установки задвижек, сальниковых компенсаторов, грязевиков и места установки неподвижных опор. Наибольшее распространение получили щитовые опоры, которые применяют как при бесканальной прокладке, так и при прокладке теплопроводов в непроходных каналах.

Расстояния между неподвижными опорами определяют расчетом труб на прочность у неподвижной опоры и величиной компенсирующей способности принятых компенсаторов.

Неподвижные опоры воспринимают вертикальную и значительную горизонтальную нагрузки. Вертикальная нагрузка определяется массой теплопровода с водой и изоляцией; горизонтальная складывается из неуравновешенных сил внутреннего давления, сил сопротивления подвижных опор и реактивных сил компенсаторов. Наибольшее значение имеют силы внутреннего давления.

Неподвижные опоры бывают двух типов: разгруженные и неразгруженные. В разгруженных опорах силы, действующие на нее с двух противоположных сторон, равны, в неразгруженных эти силы различны по величине. Неподвижные опоры делят теплопровод на участки с независимым удлинением от температурных воздействий. При симметричном расположении оборудования на теплопроводах с обеих сторон неподвижной опоры последние будут разгруженными. Если установлены сальниковые компенсаторы, при которых торцевые сечения трубопроводов свободны с обеих сторон, то силы внутреннего давления не возни-

кают. При установке гнутых компенсаторов силы внутреннего давления возникают, но они противоположно направлены и взаимно уравновешены.

Подвижные опоры устанавливают при канальной и надземной прокладке теплопроводов. Существует несколько различных конструкций подвижных опор: скользящие, катковые и подвесные.

Скользящие опоры применяют при всех способах прокладки, кроме бесканального. *Катковые опоры* используют при надземной прокладке теплопроводов по стенам зданий, а также в коллекторах, на кронштейнах за исключением непроходных каналов. *Подвесные опоры* устанавливают при надземной прокладке. В местах возможных вертикальных перемещений трубопровода используют *пружинные опоры*. Совместно с сальниковыми компенсаторами подвесные опоры применять не разрешается, так как они не исключают возможных перекосов теплопроводов, которые могут вывести компенсатор из строя.

Расстояние между подвижными опорами принимают исходя из прогиба трубопроводов, который зависит от диаметра и толщины стенки труб: чем меньше диаметр трубы, тем меньше расстояние между опорами. При прокладке в каналах трубопроводов диаметром от 25 до 800 мм расстояние между подвижными опорами соответственно принимается от 1,7 до 10 м. При надземной прокладке, где допускается несколько больший прогиб труб, расстояние между опорами для тех же диаметров труб увеличивают до 2—20 м.

Компенсаторы. Для снятия температурных напряжений, возникающих в трубопроводах при удлинении, применяют так называемые компенсирующие устройства. Такие устройства изготовляют из труб в виде П- или Z-образных гибких шарнирных или сальниковых (осевых) компенсаторов. Кроме того, используют имеющиеся на трассе повороты трубопроводов под углом от 90 до 120°, которые работают как компенсаторы.

Установка как гибких, так и сальниковых компенсаторов сопряжена с дополнительными капитальными и эксплуатационными затратами. Минимальные затраты получаются при наличии участков самокомпенсации и применении гибких компенсаторов. Поэтому при разработке проекта канальной прокладки принимают минимальное количество осевых компенсаторов, максимально используя естественную самокомпенсацию теплопроводов. Выбор типа компенсаторов определяется конкретными условиями прокладки теплопроводов, их диаметром и параметрами теплоносителя.

Гибкие компенсаторы в отличие от сальниковых характеризуются меньшими затратами на обслуживание. Их применяют при всех способах прокладки и при любых параметрах теплоносителя. Использование сальниковых компенсаторов ограничивается давлением не более 2,5 МПа и температурой теплоно-

сителя не свыше 300°С. Их устанавливают при подземной прокладке трубопроводов диаметром более 100 мм, при надземной прокладке на низких опорах труб диаметром более 300 мм, а также в стесненных местах, где невозможно разместить гибкие компенсаторы.

Гибкие компенсаторы изготовляют из отводов и прямых участков труб с помощью электродуговой сварки, применяя диаметр, толщину стенки и марку стали труб такими же, как и для трубопроводов основных участков. При монтаже гибкие компенсаторы располагают горизонтально; при вертикальном или наклонном размещении требуются воздушные или дренажные устройства, которые затрудняют обслуживание.

Для создания максимальной компенсационной способности гибкие компенсаторы перед монтажом растягивают в холодном состоянии и в таком положении закрепляют распорками. Величину растяжки компенсатора записывают в специальный акт. Растянутые компенсаторы присоединяют к теплопроводу с помощью сварки, после чего распорки удаляют. Благодаря предварительной растяжке компенсационная способность увеличивается почти вдвое. Для установки гибких компенсаторов устраивают специальные компенсаторные ниши. Ниша представляет собой непроходной канал, по конфигурации соответствующий форме компенсатора. Конструкция такого канала аналогична конструкции канала, применяемого на трассе.

Сальниковые осевые компенсаторы изготовляют из труб и из листовой стали двух типов: односторонние и двухсторонние. Компенсационная способность двухстороннего компенсатора в 2 раза больше, чем одностороннего. Размещение двухсторонних компенсаторов хорошо сочетается с установкой неподвижных опор. Сальниковые компенсаторы устанавливают строго по оси трубопровода, без перекосов. Набивка сальникового компенсатора представляет собой кольца, выполненные из асбестового прографиченного шнура и термостойкой резины. Осевые компенсаторы целесообразно применять при бесканальной прокладке теплопроводов.

Компенсационная способность сальниковых компенсаторов с увеличением диаметра повышается; так, для односторонних компенсаторов при диаметре труб 100—400 мм она составляет 250—400 мм.

При диаметре теплопроводов до 400 мм применяют *волнистые компенсаторы шарнирного типа,* изготовляемые на давление 1,6—2,5 МПа при температуре теплоносителя до 450°С. Компенсационная способность их зависит от количества волн и расстояния между шарнирами. Одна волна способна воспринять тепловое удлинение около 65 мм при одностороннем угле изгиба 2°.

Количество компенсаторов на участке принимают в зависимости от величины теплового удлинения трубопровода, мм, определяемой по формуле

$$\Delta l = \varepsilon \alpha l \, (t_1 - t_{н.о}), \quad (XI.1)$$

где ε — коэффициент, учитывающий предварительную растяжку; для гибких компенсаторов равен 0,5; для сальниковых — 1; α — коэффициент линейного расширения, мм/(м·К); l — длина участка, м; t_1 — максимальная температура теплоносителя, °С; $t_{н.о}$ — температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

Коэффициент линейного расширения зависит от марки стали и температуры стенки трубы. В частности, для углеродистых сталей при температуре стенки трубы, равной температуре теплоносителя, т. е. 150°С, α=0,0125 мм/(м·К).

Число компенсаторов принятого типа определяют исходя из их компенсационной способности b

$$n = \Delta l / b. \quad (XI.2)$$

Длина компенсационного участка по условиям прочности стенки трубы принимается по табл. XI.2.

Таблица XI.2. **Максимальная длина участков теплопроводов между неподвижными опорами при подземной прокладке**

Условный проход, мм	Длина участка, м, при установке компенсаторов		Условный проход, мм	Длина участка, м, при установке компенсаторов	
	П-образных	сальниковых		П-образных	сальниковых
40	60/45	—	250	120	100/120
50	60/50	—	300	120	100/140
70	70/55	—	350	140	120/140
80	80/65	—	400	160	140/140
100	80/65	70/50	450	160	140/140
125	90	70/60	500	180	140/160
150	100	80/70	600	200	160/160
175	100	80	700	200	160/160
200	120	80/100	800	200	160/200

Примечание. В числителе приведены длины при прокладке теплопроводов в каналах, в знаменателе — при бесканальной прокладке по схеме с плавающим компенсатором. Более подробно см. книгу В. П. Витальев «Бесканальные прокладки тепловых сетей». М., Энергия, 1971.

Теплофикационные камеры. Для обслуживания технологического оборудования, установленного на тепловых сетях, при подземной прокладке предусматривают специальные сооружения—теплофикационные камеры. Размеры камеры зависят от диаметра теплопроводов и от оборудования, размещаемого в них. В камерах устанавливают запорную арматуру, сальниковые компенсаторы, неподвижные опоры, грязевики, воздушные и дренажные устройства и др. Ширину проходов принимают не менее 600 мм, а высоту—не менее 2 м.

Для эффективной вентиляции и обеспечения возможности быстрой эвакуации людей при аварии во время обслуживания оборудования в перекрытии камеры площадью 2,5—6 м^2 устраивают два, а площадью более 6 м^2—четыре люка диаметром

630 мм. При наличии двух люков их располагают в противоположных углах по диагонали. Если размеры люков недостаточны для монтажа оборудования, то в перекрытии камеры дополнительно предусматривают прямоугольные или квадратные проемы. Для удаления дренажной воды в основании камеры под люком устраивают водосборные приямки, перекрываемые решеткой.

Теплофикационные камеры—сложные и дорогостоящие подземные сооружения, поэтому их предусматривают только в необходимых случаях, например, на крупных ответвлениях, в местах установки сальниковых компенсаторов и секционирующих задвижек. Минимальное расстояние от поверхности земли до верха перекрытия камеры принимают равным 300 мм. Горловину лаза камер сверху перекрывают стальной или чугунной крышкой. Для спуска в камеру в стенках лаза устраивают скобы. Для пропуска трубопроводов в стенах камеры предусматривают отверстия, размеры которых равны размерам примыкающих каналов, а при бесканальной прокладке—диаметру гильз для теплопровода.

В настоящее время широко применяют теплофикационные камеры из сборного железобетона. В таких камерах отверстия для прохода трубопроводов можно устраивать в любом месте. Для этого сборные панели стен заменяют монолитными. В некоторых местах камеры выполняют из кирпича или монолитного железобетона.

§ 46. МАТЕРИАЛ И КОНСТРУКЦИЯ ПРОТИВОКОРРОЗИОННОЙ И ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

Противокоррозионное покрытие теплопроводов. Основной причиной выхода из строя теплопроводов является коррозия внутренней и наружной поверхностей стенки трубы. Коррозия внутренней поверхности возникает в результате действия кислорода и углекислоты, содержащихся в сетевой воде. С целью предотвращения этой коррозии воду для заполнения и подпитки тепловой сети подвергают соответствующей обработке — умягчению и дегазации. Для защиты теплопроводов от наружной коррозии, вызываемой электрохимическими и химическими процессами под воздействием окружающей среды, применяют противокоррозионные покрытия. Высоким качеством обладают покрытия, выполненные в заводских условиях.

Тип противокоррозионного покрытия зависит от температуры теплоносителя: до 100°С — битумная грунтовка, два слоя изола по изольной мастике и оберточная бумага; до 150°С — битумная грунтовка, два слоя изола по изольной мастике, оберточная бумага или шпатлевка и эпоксидная эмаль; до 300°С — грунтовой слой и три стеклоэмалевых покровных слоя.

Технологический процесс нанесения покрытий заключается в следующем. На трубы, очищенные от коррозии, масла, окали-

ны, жира и просушенные, наносят грунт, оклеивают рулонным изоляционным материалом или выполняют покровные слои.

Тепловая изоляция. Для тепловой изоляции трубопроводов используют различные материалы: минеральную вату, пенобетон, армопенобетон, пеностекло, газобетон, перлит, асбестоцемент, совелит, керамзитобетон и др. При канальной прокладке широко применяют подвесную изоляцию из минеральной ваты, при бесканальной — из автоклавного армопенобетона, асфальтоизола, битумоперлита и пеностекла, а иногда и засыпную изоляцию.

Конструктивно-тепловая изоляция состоит в основном из трех слоев: теплоизоляционного, покровного и отделочного. Покровный слой предназначен для защиты изоляции от механических повреждений и попадания влаги, т. е. для сохранения теплотехнических свойств. Для устройства покровного слоя используют материалы, обладающие необходимой прочностью и влагонепроницаемостью: толь, пергамин, стеклоткань, фольгоизол, листовую сталь и дюралюминий. В качестве покровного слоя также применяют: при бесканальной прокладке в умеренно-влажных песчаных грунтах — усиленную гидроизоляцию и асбестоцементную штукатурку по каркасу из проволочной сетки; при канальной и надземной прокладках — асбестоцементные полуцилиндры, кожух из тонколистового алюминиевого сплава АЛ1-Н, кожух из тонколистовой стали, оцинкованной или окрашенной алюминиевой краской АЛ-177.

Подвесная изоляция, получившая широкое распространение, представляет собой цилиндрическую оболочку на поверхности трубы, изготовленную из минеральной ваты (рис. XI.7, *а*), формованных изделий — плит, скорлуп и сегментов (рис. XI.7, *б* и *в*), и автоклавного пенобетона (рис. XI.7, *г*).

Устройство тепловой изоляции из минеральной ваты — процесс очень трудоемкий, неиндустриальный и дорогостоящий (см. рис. XI.7, *а*). Трубы очищают от ржавчины и окалины, после чего покрывают противокоррозионной грунтовкой и одним слоем изола *1*. Затем их обертывают матами из уплотненной минеральной ваты *2*, заключенной в водонепроницаемую бумагу *3*. Маты стягивают кольцами из проволоки *4* и по металлической сетке *5* наносят защитный слой *6* асбестоцементной корки.

Изоляция формованными изделиями (рис. XI.7, *б* и *в*) включает: противокоррозионное покрытие *1*, скорлупы *7*, бандаж *8*, гидроизоляцию *9*. Тепловая изоляция скорлупами из перлитобетона (см. рис. XI.7, *в*) без гидроизоляции применяется в проходных каналах, в подпольях и внутри зданий.

Преимущества тепловой изоляции (рис. XI.7, *г*) из автоклавного пенобетона заключаются в прочности и индустриальности. Эту тепловую изоляцию выполняют в заводских условиях. На трубу *10* наносят утеплительный слой *11* из автоклавного бетона со стальной арматурой *12*; гидроизоляционное покрытие *13* из

трех слоев бризола на битумно-резиновой мастике, в состав которой входят 5—7% резиновой крошки, и защитный слой из асбестоцементной штукатурки *14* по стальной сетке *15*. Такую изоляцию применяют при бесканальной прокладке. Конструкции изоляции обратного и подающего трубопровода аналогичны. Трубопроводы с тепловой изоляцией из автоклавного бетона укладывают непосредственно на выровненный уплотненный грунт основания траншеи.

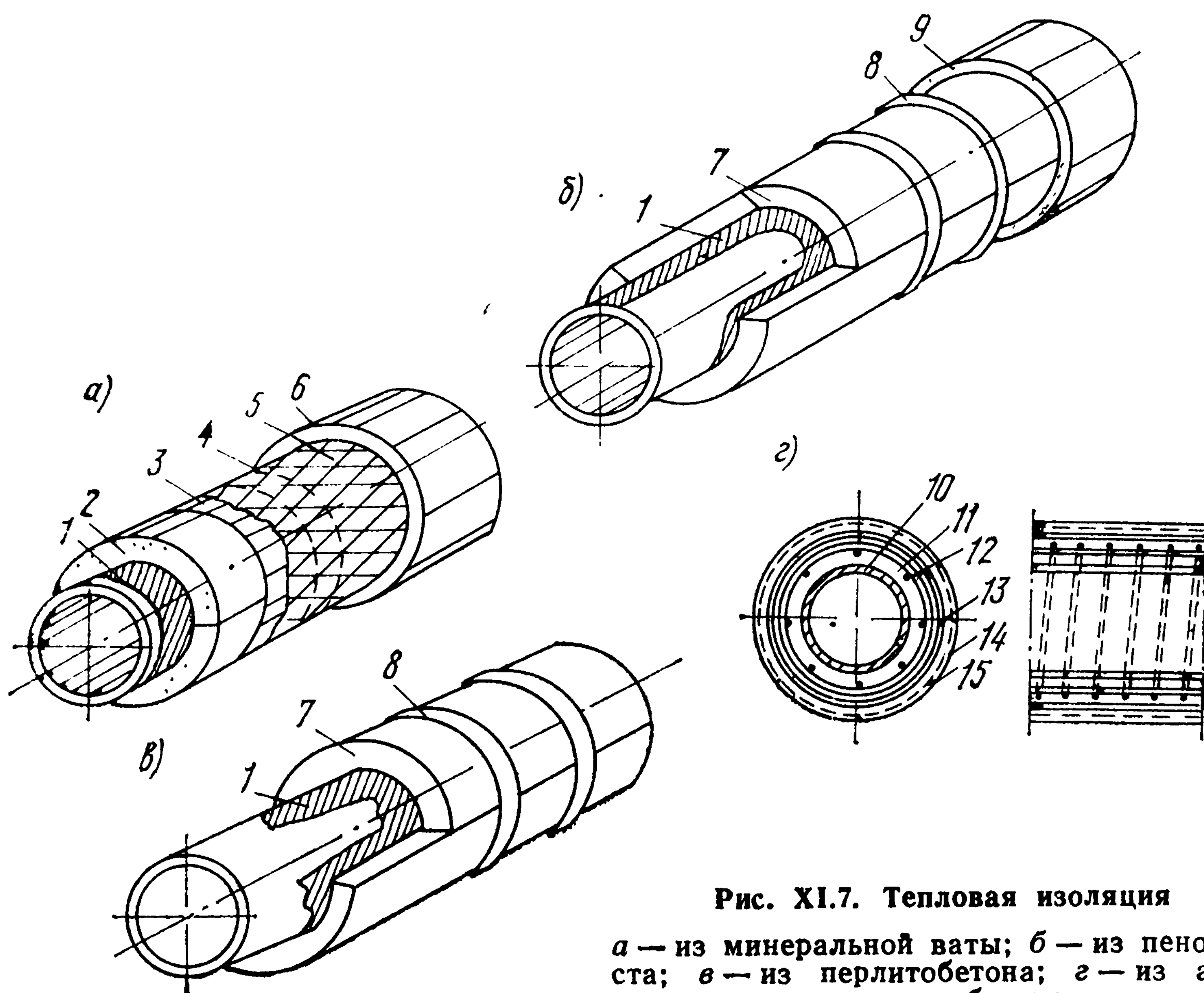


Рис. XI.7. Тепловая изоляция

а — из минеральной ваты; *б* — из пенопласта; *в* — из перлитобетона; *г* — из автоклавного бетона

Следует отметить, что устройство изоляции на обратной магистрали при теплофикации зависит от диаметра трубы. При диаметре труб до 300 мм применение изоляции обязательно; при диаметре труб 300—500 мм устройство изоляции определяют на основании технико-экономического расчета исходя из местных условий; при диаметре труб 500 мм и более изоляция не применяется.

Толщину слоя тепловой изоляции определяют расчетом. В качестве расчетной температуры теплоносителя принимают максимальную, если она не изменяется в течение рабочего периода сети (например, в паровых, конденсатных сетях и трубах горячего водоснабжения), и среднюю за год, если температура теплоносителя изменяется (например, в водяных сетях); температуру окружающей среды в коллекторах принимают +40 °С, грунта на оси труб — среднюю за год, температуру наружного воздуха при надземной прокладке — среднюю за год. В соответ-

ствии с нормами проектирования тепловых сетей предельная толщина тепловой изоляции принимается в зависимости от способа прокладки: при надземной прокладке и в коллекторах при диаметре труб 25—1400 мм толщина изоляции 70—200 мм; в каналах для паровых сетей — 70—200 мм, для водяных — 60—120 мм.

При бесканальной прокладке теплопроводов в грунтах с повышенной коррозионной активностью возникает опасность коррозии труб от блуждающих токов. Для защиты от электрокоррозии предусматривают мероприятия, исключающие проникание блуждающих токов к металлическим трубам, либо устраивают так называемый электрический дренаж, или катодную защиту.

Глава XII. МОНТАЖНЫЕ СХЕМЫ И ПРОФИЛИ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ. ДРЕНАЖНЫЕ И ВОЗДУШНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 47. МОНТАЖНАЯ СХЕМА ТРУБОПРОВОДОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Основным чертежом, согласно которому производятся монтаж теплопроводов и установка оборудования на тепловых сетях, является *монтажная схема*. Составление монтажной схемы начинают с разбивки трассы тепловой сети на плане геодезической съемки объекта. Трассу тепловых сетей выбирают с учетом возможности совместной прокладки теплопроводов с другими коммуникациями, рационального их размещения и минимальной протяженности. При разбивке трассы необходимо предусматривать минимальный объем земляных работ при подземной прокладке, исключать пересечение оврагов, заболоченных мест. В необходимых случаях допускают пересечение теплопроводами под прямым углом железнодорожных путей и шоссейных дорог, избегая сближения их с коммуникациями, являющимися источниками блуждающих токов.

При новом строительстве для трассы инженерных сооружений, в том числе и прокладки тепловых сетей, отводят специальные полосы, расположенные за пределами проезжей части дорог. В существующих районах трассу тепловых сетей прокладывают по возможности по газонам и, как исключение, по территории кварталов, максимально используя углы поворотов теплопроводов для создания их естественной компенсации. При всех способах прокладки необходимо соблюдать допустимые расстояния от элементов конструкции тепловых сетей от ближайших сооружений или коммуникаций.

Принятое направление трассы привязывают к зданиям и сооружениям, после чего составляют расчетную схему, определя-

ют диаметры теплопроводов, выбирают оборудование и элементы конструкции тепловых сетей. Принятые технические решения являются исходными данными для разработки монтажной схемы. На монтажной схеме показывают диаметры и длины участков теплопроводов, углы поворота, а также места установки теплофикационных камер, неподвижных опор компенсаторов, компенсаторных ниш, запорной арматуры и воздушно-дренажных устройств. Проставляют основные размеры, необходимые для выполнения монтажных работ, между осями неподвижных опор и осями компенсаторов. Подающую магистраль по отношению к обратной принято располагать всегда справа по ходу движения теплоносителя в подающей магистрали.

Неподвижные опоры устанавливают, как правило, непосредственно у ответвлений для закрепления сварных соединений. Компенсаторы размещают между двумя неподвижными опорами в центре участка.

Запорную арматуру применяют только в необходимых случаях, так как для ее обслуживания требуется устройство теплофикационных камер. Запорную арматуру предусматривают на крупных ответвлениях и на главных магистралях для деления их на участки (секции), длина которых зависит от диаметра теплопроводов: при $d=100$ мм длина участка 1000 м; при $d=(300\div500)$ — 1500 м; при $d=600$ мм и более — до 3000 м. При этом разность отметок установки соседних задвижек не должна превышать 30 м.

Для обеспечения циркуляции при отключении секции в этих местах устраивают перемычки между подающей и обратной магистралями. Воздушные и дренажные устройства размещают в соответствии с рельефами местности, т. е. в верхних концах магистрали — воздушные, а в нижних — дренажные. На небольших ответвлениях задвижки не устанавливают из-за необходимости сооружения теплофикационных камер; ответвления в этом случае отключают в тепловом пункте абонента.

§ 48. ПРОДОЛЬНЫЙ ПРОФИЛЬ ТРАССЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Продольный профиль, так же как и монтажная схема, является необходимым чертежом для монтажа. Если на монтажной схеме даны горизонтальные размеры в плане, то на продольном профиле еще и вертикальные (т. е. в разрезе). Продольный профиль строят в осях координат как для главной магистрали, так и для ответвлений. На оси абсцисс откладывают длину трассы, а на оси ординат — глубину заложения каналов, уклон, места и отметки заложения других сооружений, коммуникаций и уровень грунтовых вод. Вертикальный масштаб размеров, как правило, принимают 1 : 100, а горизонтальный — в зависимости от сложности рельефа трассы и возможных пересечений. При сложном рельефе местности перед прокладкой теп-

лопроводов производят планировку поверхности земли до так называемых красных отметок.

Продольный профиль строят в такой последовательности. На ось абсцисс в принятом масштабе наносят развернутый план трассы с изображением ответвлений, углов поворота, неподвижных опор, компенсаторов и теплофикационных камер. Приняв в качестве характерных точек места установки оборудования и сооружений на тепловых сетях, определяют расстояния между ними. Выявляют длину участков с одним типом канала.

В характерных точках определяют: отметки поверхности земли — черные естественные и красные планировочные, которые могут быть выше или ниже естественных.

Отмечают места прокладки других сооружений и коммуникаций, уточняют фактические расстояния между ними и теплопроводами, фиксируют места пересечения.

Определяют уклон теплопроводов и отметки дна канала, низа или оси труб. При подземной прокладке в сухих грунтах минимальный уклон теплопроводов принимают 0,002 независимо от направления движения теплоносителя, уклон дренажных труб — не менее 0,003. Направление уклона трубопроводов ответвлений всегда принимают от зданий.

Намечают места расположения воздушных и дренажных устройств.

§ 49. ДРЕНАЖНЫЕ И ВОЗДУШНЫЕ УСТРОЙСТВА ТЕПЛОПРОВОДОВ

Для удаления воздуха, воды и попутного конденсата в верхних точках теплопроводов устанавливают воздушные, а в нижних точках — дренажные устройства. Диаметр дренажных штуцеров принимают в зависимости от диаметра и длины магистрали, места расположения их в сети (в нижней точке или на уклоне) — исходя из условия удаления воды из дренируемого участка не менее чем за 5 ч.

Диаметр штуцера d, расположенного на уклоне участка, определяют по формуле

$$d = d_{пр}\, a \sqrt[4]{\frac{\Sigma l}{i_{пр}}}\, n, \qquad (XII.1)$$

где $d_{пр}$ — приведенный диаметр, равный отношению суммы произведений диаметра на длину участка к общей длине; a — коэффициент расхода запорной арматуры; для вентилей 0,0144, для задвижек 0,011; $i_{пр}$ — приведенный уклон, равный отношению суммы произведений уклона и длины участка к общей длине; n — коэффициент, зависящий от времени удаления воды, при $\tau = 1 \div 5$ ч коэффициент $n = 1 \div 0{,}45$.

Диаметр воздушных патрубков меньше дренажных примерно в 2—3 раза, но не менее 15 мм. Воду из дренажных штуцеров удаляют в систему канализации.

Для дренажа паропроводов воздушные патрубки устанавливают во всех верхних точках, а пусковые или постоянные

дренажи — во всех нижних. Пусковой конденсат отводят в специальный канализационный колодец, где его температуру снижают до 40°С (не более) и сбрасывают в канализацию. На теплопроводах, транспортирующих насыщенный пар, устанавливают постоянные дренажи, которые, как правило, совмещают с пусковыми. Постоянный дренаж оборудуют конденсатоотводчиком.

Глава XIII. СПОСОБЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

§ 50. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СПОСОБАМ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ К ТЕПЛОВЫМ СЕТЯМ

Способ присоединения систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения отдельных абонентов определяется, во-первых, требованиями, гарантирующими надежную работу местных систем, а во-вторых, системы теплоснабжения. Работа системы теплоснабжения в целом зависит от многих факторов: вида системы, параметров теплоносителя, способа регулирования режима отпуска тепла. перепада давлений на всех ответвлениях, рельефа местности, а также назначения отдельных систем потребителей.

Местные системы предъявляют к тепловым сетям следующие требования: обеспечение заданных параметров и достаточного количества теплоносителя на вводе у абонента, соответствие режима отпуска тепла режиму потребления основных потребителей; отсутствие примесей в теплоносителе, вызывающих коррозию или засорение трубопроводов или оборудования.

Учитывая большое разнообразие потребителей, расположенных в различных пунктах по трассе тепловой сети, возникла необходимость присоединения однотипных потребителей по различным схемам.

§ 51. СПОСОБЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Схема присоединения систем отопления к тепловым сетям зависит от вида и параметров теплоносителя на вводе, режима работы тепловых сетей и назначения отапливаемых зданий (рис. XIII.1).

Независимая изолированная схема присоединения (рис. XIII.1, *а*) с помощью водоподогревателя *1* принимается в тех случаях, когда режимы работы тепловых сетей и системы отопления не совпадают, например, давление и температура теплоносителя на вводе значительно превышают допустимые пределы для систем отопления. Этот способ имеет следующие

преимущества: режим работы системы отопления не оказывает влияния на систему теплоснабжения; система отопления не загрязняет воду в тепловых сетях; для систем отопления в ряде случаев можно применить наиболее удобное местное или групповое регулирование режима отпуска тепла, соответствующее различной теплоустойчивости зданий. Этот способ может применяться в зданиях различного назначения.

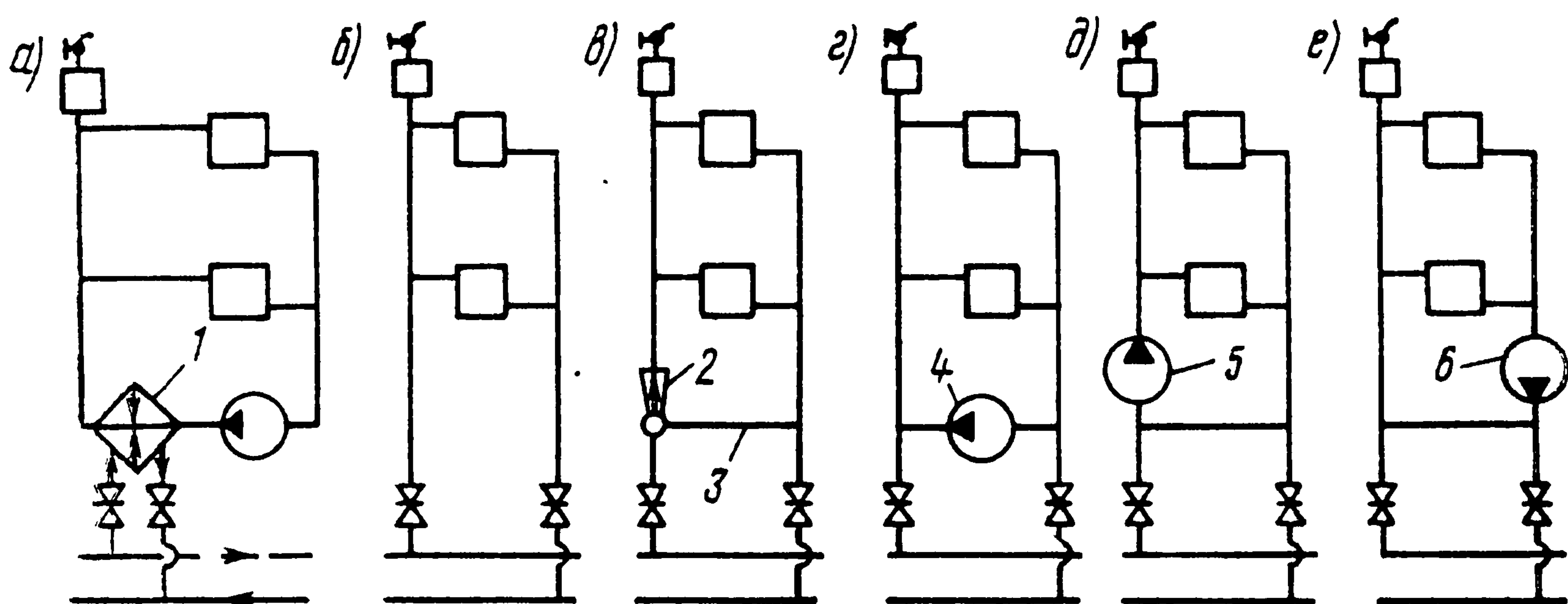


Рис. XIII.1. Схемы присоединения систем отопления к тепловой двухтрубной водяной сети

Схема непосредственного присоединения системы отопления к тепловым сетям (рис. XIII.1, *б*) применяется во всех случаях, когда параметры и режимы работы тепловых сетей соответствуют системам отопления. В частности, жилые здания по такой схеме присоединяют в том случае, если температура воды в тепловых сетях не превышает величины, регламентированной санитарными нормами, т. е. температура на стенках отопительных приборов не должна превышать 95°С. Следовательно, систему отопления жилых зданий при таком способе присоединяют только к водяным сетям.

Схема присоединения системы отопления с помощью элеватора (рис. XIII.1, *в*) является наиболее распространенной и до последнего времени считалась прогрессивной. Однако в связи с увеличением радиуса действия централизованного теплоснабжения при обслуживании целых районов и городов, имеющих тепловые потребители с различными гидравлическими и тепловыми режимами, а также с разнообразной тепловой массивностью зданий, этот способ в настоящее время не позволяет применять более совершенные системы теплоснабжения с повышенными параметрами теплоносителя. При таком способе подключения радиаторных систем отопления загрязняется вода в тепловых сетях, в результате чего снижается ее качество для горячего водоснабжения при непосредственном водоразборе; ухудшается режим работы тепловых сетей и систем отопления

из-за невозможности обеспечения центрального регулирования, оптимального для всех потребителей.

Принцип действия этой схемы заключается в следующем. Из подающей магистрали вода направляется в элеватор *2* и смешивается с охлажденной водой, поступающей по перемычке *3* из обратного трубопровода системы отопления. Количество подмешиваемой воды определяется требуемой температурой воды для системы отопления и температурой воды в подающей магистрали. Вода из системы отопления, не попавшая в элеватор, направляется в обратную магистраль тепловой сети. Подмешивание необходимого количества воды происходит вследствие разности ее давлений в подающей и обратной магистралях. Если перепад давлений не обеспечивает подмешивания требуемого количества воды, применяют схемы присоединения систем отопления с помощью смесительных насосов, установленных вместо элеваторов.

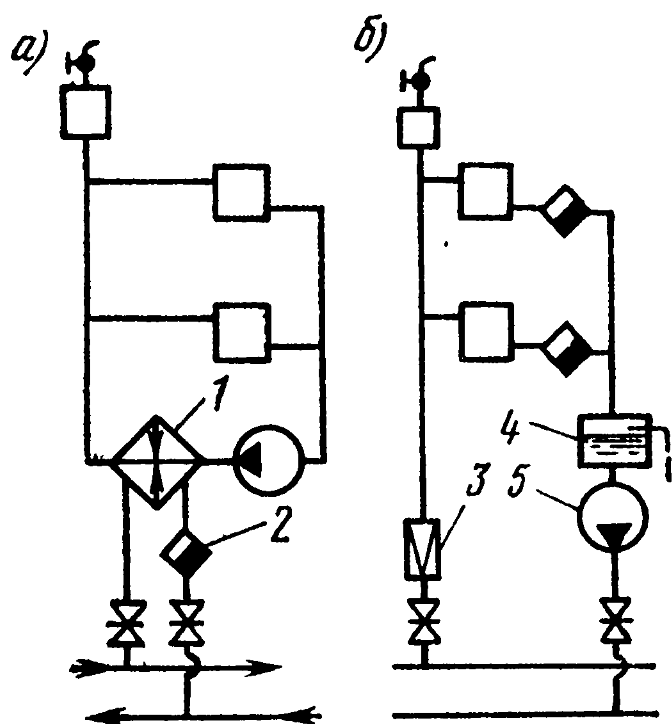


Рис. XIII.2. Схемы присоединения систем отопления к паровой сети

Насос на перемычке 4 (рис. XIII.1, *г*) применяют в том случае, когда перепад давлений в подающей и обратной магистралях на вводе тепловой сети недостаточен для преодоления сопротивления системы отопления.

Насос на подающей трубе 5 (рис. XIII.1, *д*) устанавливают при недостаточном давлении в подающей магистрали тепловой сети, когда статическое давление в системе отопления равно или больше давления в подающей магистрали. Это наблюдается, как правило, при подключении к тепловой сети высоких зданий.

Насос на обратной трубе 6 (рис. XIII.1, *е*) применяют в том случае, когда давление в подающей магистрали тепловой сети меньше, чем в обратной, или когда в обратной магистрали тепловой сети давление превышает допустимый предел для данной системы.

Для расширения области применяя элеваторной схемы и обеспечения возможности местного или группового регулирования в этих схемах дополнительно к элеватору устанавливают бесшумные бесфундаментные насосы.

Присоединение систем отопления к паровым сетям бывает зависимое (непосредственное) и независимое (рис. XIII.2).

Независимое присоединение систем отопления к паровым сетям (рис. XIII.2, *а*) выполняют так же, как к водяным сетям.

В тепловом пункте вместо водоводяного нагревателя устанавливают пароводяной *1* с конденсационным горшком *2*.

Непосредственное присоединение (рис. XIII.2, *б*) применимо для тех потребителей, у которых по санитарным нормам допускается повышенная (свыше 95°С) температура на поверхности отопительных приборов. Для снижения давления в подающей магистрали на вводе этих абонентов устанавливают редукционный клапан *3*. Конденсат от приборов собирается в специальном конденсационном баке *4* и перекачивается насосом *5* в конденсатопровод тепловой сети.

§ 52. СПОСОБЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ОТОПИТЕЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ УСТАНОВОК

В отопительно-вентиляционной технике широкое распространение получили калориферные установки для нагревания воздуха. Их применяют в качестве источников тепла в системах воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией, в системах вентиляции и для создания воздушно-тепловых завес, препятствующих прониканию холодного воздуха в рабочую зону.

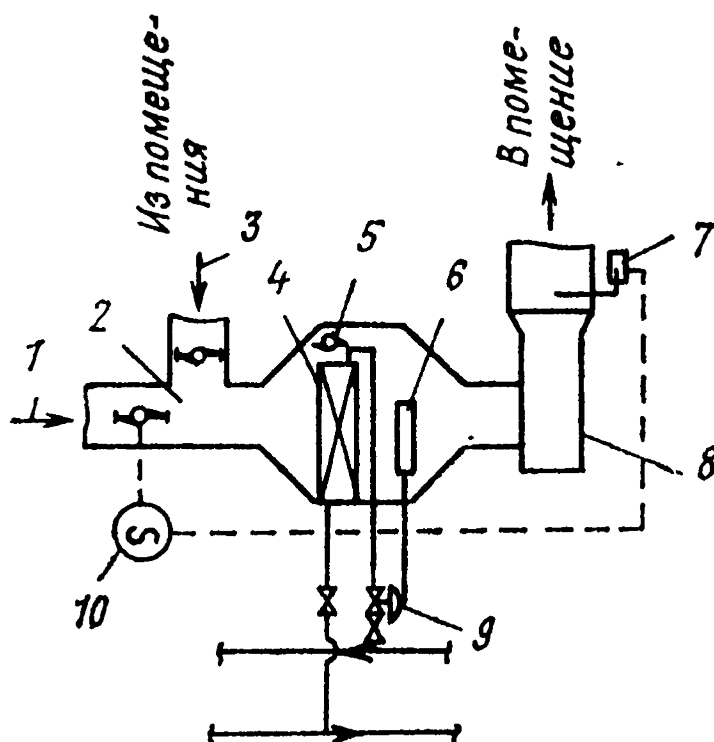


Рис. XIII.3. Схема присоединения систем вентиляции к тепловой сети

Калориферные установки присоединяют к тепловым сетям непосредственно при параметрах теплоносителя, допускаемых прочностью калориферов; в противном случае на вводе устанавливают редукционный клапан. Иногда калориферы размещают на верхних этажах зданий, и их подключают к магистралям тепловой сети с пониженной температурой. Такая схема присоединения обусловлена требованием невскипания теплоносителя при недостаточном статическом давлении.

Принцип работы калориферной установки (рис. XIII.3), присоединенной к тепловым сетям по обычной схеме, заключается в следующем. Наружный воздух *1* поступает в смесительную камеру *2*, где смешивается с рециркуляционным воздухом из помещения *3* и несколько подогревается. Основной подогрев воздуха до требуемой температуры происходит в калорифере *4*. Нагретый воздух вентилятором *8* подается в помещение. Температура воздуха, поступающего в помещение, регулируется с помощью клапана *9*. Импульс клапану подается от реле *6*, установленного за калорифером. Окончательное регулирование температуры воздуха осуществляется с помощью контактного

термометра *7* и сервомотора *10* (реверсивного электродвигателя с автоматическим изменением направления вращения). Перепуск воздуха, минуя калорифер, осуществляется через обходной канал, снабженный шибером *5*.

Для предохранения от замерзания воды в трубках калорифера при малых скоростях ее движения применяют контактный датчик температуры типа КДТ-1, который устанавливают в воздуховоде после вентилятора. При снижении температуры воздуха, поступающего в помещение, против заданной величины контактный датчик перекрывает шибер на входе свежего воздуха.

§ 53. СПОСОБЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СИСТЕМ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В зависимости от вида системы теплоснабжения применяют два принципиально отличающихся друг от друга способа присоединения: *непосредственное* (рис. XIII.4, *а*) и *независимое* с

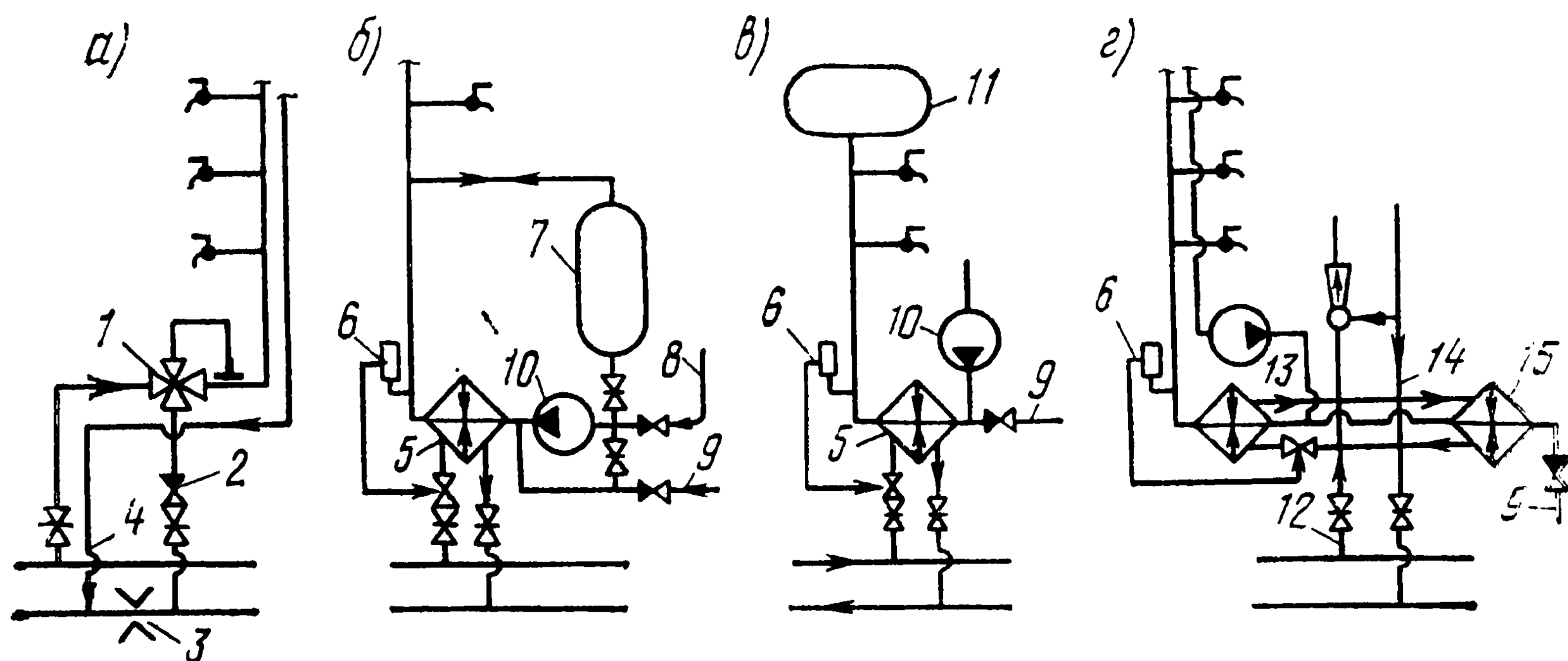


Рис. XIII.4. Схемы присоединения систем горячего водоснабжения к водяным тепловым сетям

помощью нагревателя (рис. XIII.4, *б—г*). Если система горячего водоснабжения подключена к тепловой сети непосредственно, то система теплоснабжения считается *открытой,* в противном случае система теплоснабжения является *закрытой.*

При непосредственном присоединении (см. рис. XIII.4, *а*) вода, поступающая в систему горячего водоснабжения, забирается непосредственно из тепловой сети. К подающей и обратной магистралям система горячего водоснабжения подключается через авторегулятор-смеситель *1*. Во избежание попадания воды из подающей магистрали через смеситель в обратную магистраль на ответвлении от последней устанавливают обратный клапан *2*.

В зависимости от температуры воды в тепловой сети различают три режима работы системы горячего водоснабжения.

Первый режим. В летний период, когда отопление не работает, температура воды в тепловой сети поддерживается равной 60°С. Вода с такой температурой поступает в систему для разбора.

Второй режим. При расчетных климатических условиях, когда температура воды в тепловой сети составляет, например, 150 и 70°С, вода забирается только из обратной магистрали, на которой устанавливают сужающее устройство—шайбу *3*. В этом режиме, так же как и в предыдущем, вода предварительно не смешивается.

Третий режим. В течение отопительного периода, когда температура воды в тепловой сети изменяется от расчетного значения до температуры в точке излома графика, т. е. до летнего значения, вода к смесителю поступает одновременно из подающей и обратной магистралей. Температура воды, выходящей из смесителя, доводится до заданного значения путем регулирования количества воды, поступающей в смеситель из подающей магистрали, с помощью теплового реле смесителя. При повышении температуры уменьшается подача из подающей магистрали, и наоборот. При отсутствии разбора во избежание остывания воды в системе осуществляют ее циркуляцию. Циркуляционный трубопровод *4* подключают к обратной магистрали после дроссельной шайбы.

При такой схеме в зависимости от типа потребителя может быть верхний или нижний бак-аккумулятор. При открытой схеме теплоснабжения их устанавливают у абонентов, так же как и при закрытой схеме.

Принципиальное отличие способов присоединения систем горячего водоснабжения к закрытой тепловой сети заключается в следующем. Вода, поступающая на водоразбор, забирается из водопровода *9* и подогревается в нагревателе водой тепловой сети. Нагреватели горячего водоснабжения с элеватором отопления подключают к тепловой сети параллельно *5* (см. рис. XIII.4, *б* и *в*) или последовательно *13* и *15* (см. рис. XIII.4, *г*). Эти схемы применяют также с нижним или верхним баками-аккумуляторами (см. рис. XIII.4, *б* и *в*). Нижний бак-аккумулятор *7*, как правило, устанавливают в жилых и общественных зданиях, а верхний *11*—в банях, прачечных и у других потребителей с большим расходом горячей воды. Баки-аккумуляторы снижают мощность нагревателя, сокращают пиковую нагрузку на тепловую сеть и создают резерв горячей воды на случай перерыва в теплоснабжении.

В схеме с верхним баком частично обеспечивается деаэрация воды, благодаря чему уменьшается коррозия внутренней поверхности труб системы горячего водоснабжения. Эта схема может быть выполнена без циркуляционного насоса *10*.

Схема с нижним баком (см. рис. XIII.4, *б*) может иметь один насос *10*. Если общее количество циркуляционной воды *8*

и воды из водопровода *9* получается недостаточным, то дополнительное количество поступает из бака *7*, а если превышает требуемый расход, то происходит зарядка бака.

Нагреватели, как указывалось выше, при наличии баков-аккумуляторов рассчитывают на среднечасовой расход. В схеме без бака-аккумулятора при параллельном включении нагревателя его рассчитывают на максимальный расход. Из-за значительных размеров нагревателей эта схема без баков-аккумуляторов имеет ограниченное применение.

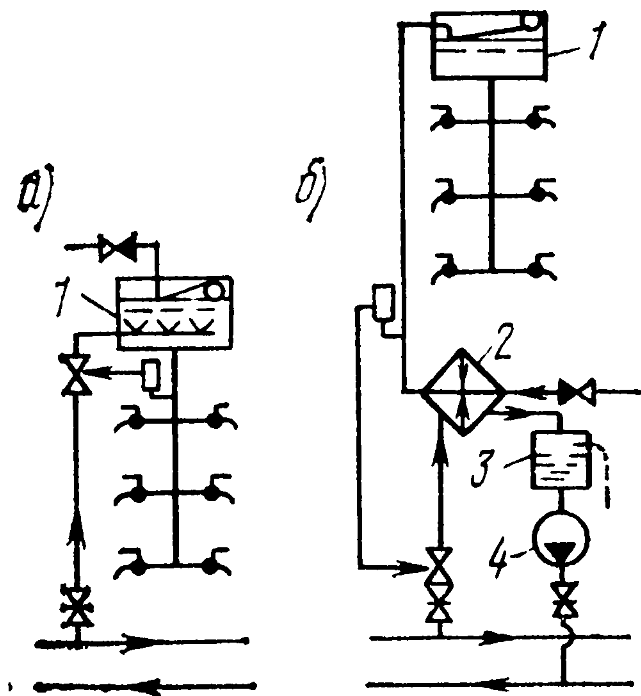


Рис. XIII.5. Схемы присоединения систем горячего водоснабжения к паровым тепловым сетям

Для двухступенчатой последовательной схемы включения нагревателей горячего водоснабжения (см. рис. XIII.4, *г*) принимают среднечасовой расход. По этой схеме водопроводная вода *9* предварительно подогревается в нагревателе первой ступени *15*, установленном последовательно на обратной магистрали после системы отопления *14*. Окончательный подогрев воды происходит в нагревателе второй ступени *13*, установленном на подающей магистрали *12* также последовательно, но перед системой отопления. Затем вода направляется к местам водоразбора. При расчетных температурах воды в тепловой сети 150—70° С водопроводная вода до заданной температуры подогревается только в нагревателе первой ступени. Однако нагреватели подбирают для температур воды в подающей и обратной магистралях, соответствующих точке излома графика, так как в этот период перепад температур в тепловой сети имеет минимальное значение; при этом требуется максимальная площадь поверхности нагрева водоподогревателей.

Сравнивая рассмотренные две принципиально отличные схемы (непосредственную и независимую), можно отметить, что наиболее надежной является система горячего водоснабжения с непосредственным водоразбором из тепловой сети. Преимущества этого способа заключаются в следующем: не требуется дефицитного оборудования — водоподогревателей; простая схема теплового ввода; отсутствие коррозии трубопроводов систем горячего водоснабжения, так как сетевая вода подвергается умягчению и дегазации в источнике тепла; обеспечивается экономичная и надежная работа системы горячего водоснабжения. Недостатком этой схемы является попадание загрязненной воды в систему горячего водоснабжения из системы отопления, подключенной к тепловой сети с помощью насосно-подмешивающих устройств. Этот недостаток устраняется,

если систему отопления присоединяют по независимой схеме через нагреватель. При этом, как указывалось выше, улучшается режим работы тепловой сети.

В схемах с водоподогревателями усложняется тепловой ввод, требуется большее помещение. Водопроводная вода, не подвергающаяся химической обработке, является источником интенсивной коррозии трубопроводов системы горячего водоснабжения и отложения накипи в водоподогревателях.

Системы горячего водоснабжения присоединяют к паровым тепловым сетям, как правило, по двум схемам (рис. XIII.5). В схеме на рис. XIII.5, *а* водопроводная вода подогревается барботажным способом непосредственно в баке-аккумуляторе *1*, установленном на чердаке или на техническом этаже у потребителя. В схеме на рис. XIII.5, *б* вода подогревается в паровом нагревателе *2*. Конденсат собирают в баке *3* и насосом *4* перекачивают в сборный конденсатопровод. В этой схеме может быть также применен верхний бак-аккумулятор горячей воды.

Глава XIV. ОБОРУДОВАНИЕ АБОНЕНТСКИХ ВВОДОВ, РАЗМЕЩЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ И СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ УЗЛОВ

§ 54. ВОДОПОДОГРЕВАТЕЛИ

На тепловых станциях, в паровых котельных установках и в тепловых пунктах требуемая температура воды обеспечивается в водоподогревателях различных конструкций.

По способу нагрева воды подогреватели с прямой теплопередачей объединяют в две группы—*смешивающие и поверхностные.*

Применяемые в системах теплоснабжения смешивающие нагреватели, в которых вода нагревается паром барботажным способом, имеют небольшую производительность. Их используют также для деаэрации питательной воды.

Наибольшее распространение получили поверхностные нагреватели, которые делятся на несколько типов по следующим признакам:

а) по использованию первичного теплоносителя — пароводяные или водоводяные;

б) по конструктивному исполнению—трубчатые и кожуховые, причем трубчатые имеют прямые или гнутые трубки;

в) по расположению корпуса—горизонтальные и вертикальные;

г) по числу ходов подогреваемой воды—одно- и многоходовые;

д) по наличию емкости для аккумулирования горячей воды—скоростные и емкие.

Поверхностный нагреватель (рис. XIV.1) имеет стальной кожух *8*, в котором расположен пучок трубок *9*, представляющий собой поверхность нагрева. Трубки с обоих концов ввальцованы в трубные решетки *5* и *10*; решетка *5* жестко зажата фланцами кожуха, решетка *10* — подвижная, она обеспечивает возможность перемещения пучка трубок на величину теплового удлинения их по отношению к кожуху. В нагревателях, где

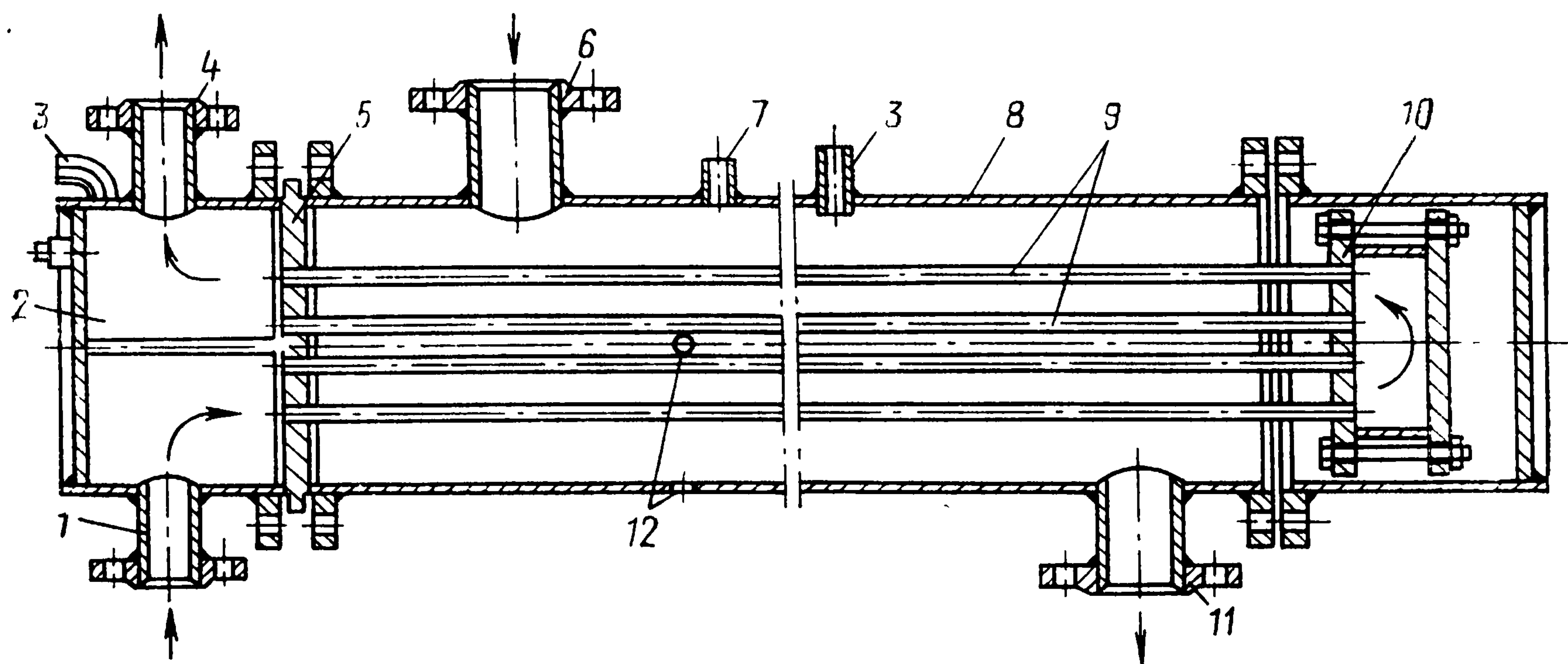


Рис. XIV.1. Нагреватель поверхностный пароводяной двухходовой

обе трубные решетки зажаты фланцами, для компенсации тепловых удлинений трубок в кожухе устраивают линзовые компенсаторы. Подогреваемая вода входит снизу через патрубок *1*, а выходит сверху через камеру *2* и патрубок *4*. Первичный теплоноситель поступает сверху через патрубок *6*, а выходит через патрубок *11*.

В данном нагревателе первичный теплоноситель—пар и подогреваемая вода проходят соответственно в межтрубном пространстве (в кожухе) и по трубкам. Наличие воды (конденсата) в корпусе нагревателя проверяют по водоуказательному стеклу, для установки которого в кожухе предусматривают отверстия *12*. В верхней части корпуса расположены два штуцера для манометров *3*: первый для измерения давления нагреваемой воды, второй—пара. Штуцер *7* предусмотрен для присоединения воздушного крана.

Поверхность нагрева, т. е. площадь поверхности стенок трубок, через которую происходит передача тепла от одного теплоносителя к другому, и площади поперечных сечений, где проходят эти теплоносители, являются основными показателями для проведения теплотехнических и гидравлических расчетов.

Трубки имеют диаметр 14—16 мм, их изготовляют из латуни и стали. В системах теплоснабжения применяют нагреват-

ли только с латунными трубками. Длина латунных трубок 2 и 4 м, толщина их стенок 1 м. Во избежание прогиба трубки устанавливают на специальные промежуточные опоры. Прогиб трубок, не имеющих промежуточных опор, нарушает равномерность живого сечения межтрубного пространства, в результате чего резко снижается интенсивность теплопередачи и, как следствие, уменьшается мощность нагревателя.

Промышленность серийно изготовляет по межведомственным нормалям (МВН) поверхностные нагреватели следующих типов:

1) *сетевые БО и БП с латунными трубками* диаметром 19×0,75 мм с площадью поверхности нагрева 43—550 м^2, предназначенные для установки на ТЭЦ и в крупных паровых котельных;

2) *водоводяные секционные* для горячего водоснабжения типа ВВП (по МВН 2052—62) и для отопления (по МВН 2050—62) с площадью поверхности нагрева 0,77—29,1 м^2;

3) *пароводяные двух- и четырехходовые* с длиной корпуса до 2700 мм (по МВН 1436—58) и с длиной корпуса до 4700 мм (по МВН 1437—58); эти нагреватели при температуре пара до 200°С рассчитаны на давление 1,1 МПа.

Длительный опыт эксплуатации водоподогревателей позволил модернизировать старые образцы, в результате чего значительно упростилась их конструкция. Например, в секционных нагревателях для горячего водоснабжения, разработанных ВТИ и теплосетью Мосэнерго, первичный теплоноситель проходит через межтрубное пространство, а подогреваемая водопроводная вода — по трубкам. Поскольку водопроводная вода не подвергается химической обработке с целью удаления из нее солей жесткости, поэтому на внутренней поверхности трубок появляется накипь. Очистка поверхности трубок от накипи — процесс трудоемкий, однако удалять ее с внутренней поверхности трубок значительно легче, чем с наружной.

Большое значение имеет принятое распределение потоков воды с различной температурой, при котором стальной корпус имеет более высокую температуру по сравнению с латунными трубками. Вследствие различных коэффициентов линейного расширения стали и латуни корпус и трубки нагревателя при эксплуатации имеют примерно одинаковое удлинение. Это дает возможность в таких нагревателях отказаться от линзового компенсатора, а в водоподогревателях для отопления с латунными трубками компенсаторы сохраняются.

При монтаже водоподогревателей старых конструкций необходимо устанавливать промежуточные опоры.

Секционный скоростной водоводяной нагреватель (рис. XIV.2) состоит из корпуса *4* в виде стальной бесшовной трубы диаметром 50—300 мм. Внутри корпуса расположены трубы *6*, ввальцованные двумя концами в глухие фланцы *3*. Тепловое удлинение воспринимает линзовый компенсатор *7*, приваренный к корпусу водоподогревателя. Наличие компенсатора позволяет применять этот нагреватель для отопления, следовательно, конусный патрубок *1* и фланец *9* предназначены соответственно для входа и выхода первичного теплоносителя, а патрубки *10* и *5*—соответственно для входа и выхода вторич-

ного теплоносителя. Трубные пространства соседних секций соединяют калачами *8*. На конусном патрубке *1* расположена гильза для термометра *2*. Количество секций в нагревателе определяют расчетом.

Тепловой расчет водоподогревателей. Тип и количество устанавливаемых водоподогревателей принимают на основании теплотехнического расчета. Задачей этого расчета является оп-

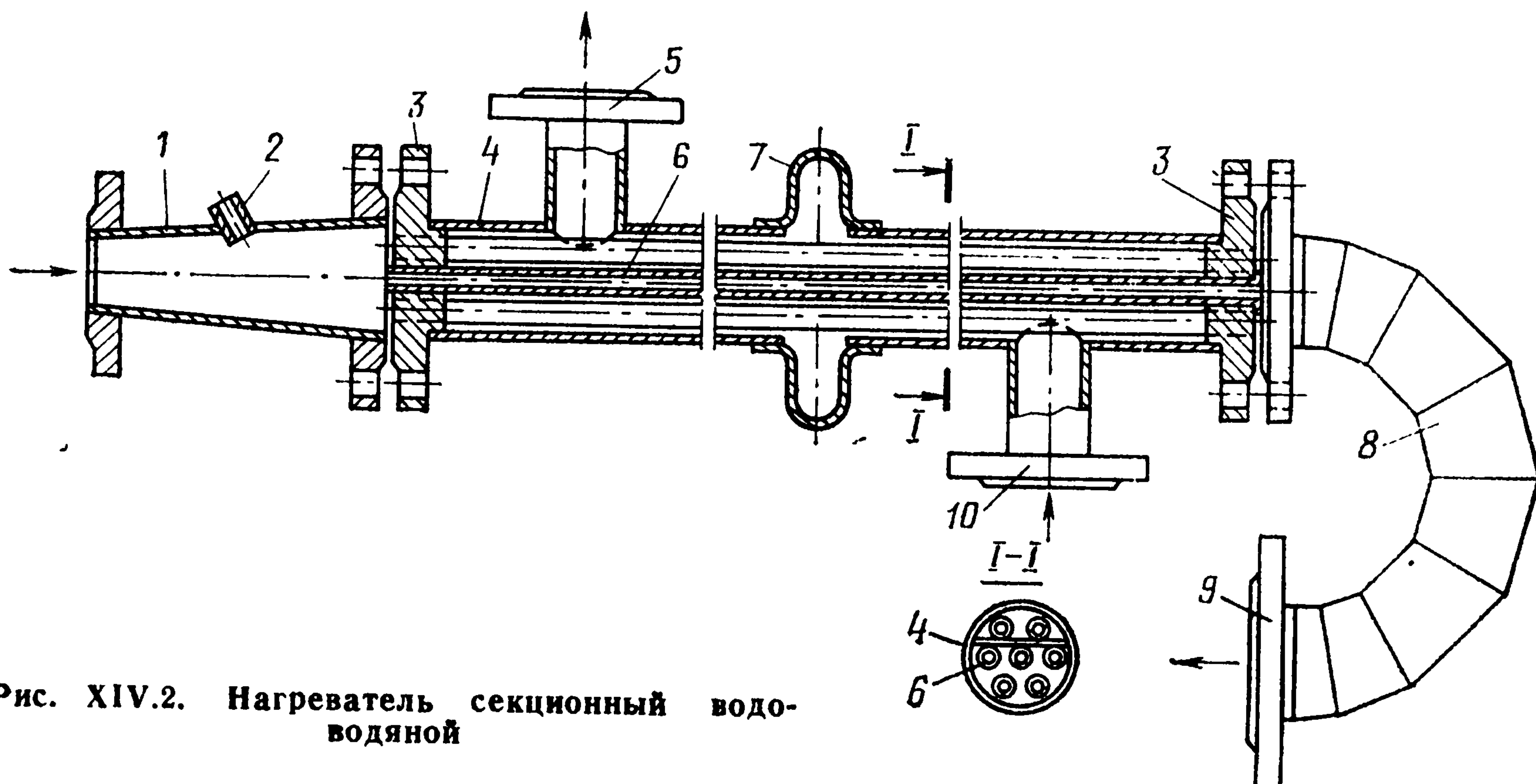


Рис. XIV.2. Нагреватель секционный водо-водяной

ределение требуемой площади поверхности нагрева F по заданной производительности Q

$$F = \frac{Q}{k \Delta t_{ср}}, \qquad \text{(XIV.1)}$$

где k — коэффициент теплопередачи нагревателя, Вт/(м²·К); $\Delta t_{ср}$ — температурный напор между греющей и нагреваемой водой в входных и выходных патрубках, °С.

Коэффициент теплопередачи водоподогревателя, Вт/(м²·К), равен:

$$k = (0,6 - 0,8) \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \qquad \text{(XIV.2)}$$

где 0,6—0,8 — коэффициент запаса, учитывающий снижение коэффициента теплопередачи вследствие неравномерности движения воды и наличия загрязнения на поверхности нагрева, например, накипи; α_1 и α_2 — коэффициенты теплоотдачи от первичного теплоносителя к стенке и от стенки ко вторичному теплоносителю, Вт/(м²·К), определяемые по формулам (II.10)—(II.13); $\delta_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ — толщина стенки трубок, м, и теплопроводность материала стенки, Вт/(м·К).

Температурный напор между греющей и нагреваемой средой определяют по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_б - \Delta t_м}{2,3 \lg \frac{\Delta t_б}{\Delta t_м}}, \qquad \text{(XIV.3)}$$

где $\Delta t_б$ и $\Delta t_м$ — бо́льшая и меньшая разности температур между греющей и нагреваемой средой на концах водоподогревателя, °С.

Коэффициент теплопередачи водоподогревателя рассчитывают для предварительно принятого его номера, а затем уточняют по окончательному установленному типоразмеру.

Потери давления Δp, Па, при прохождении воды через водоподогреватель определяют на основании гидравлического расчета по формуле

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2} \rho + \Sigma\zeta \frac{v^2}{2} \rho, \qquad (XIV.4)$$

где λ — коэффициент трения, равный 0,03; l — длина пути воды, м; d — диаметр, м; v — скорость движения воды, м/с; ρ — плотность воды, кг/м³; ζ — коэффициент местного сопротивления при проходе воды через нагреватель.

Коэффициент ζ для различных местных сопротивлений скоростных водоподогревателей принимают равным:

Входная и выходная камеры	1,5
Поворот на 180° при переходе из одной секции в другую:	
через промежуточную камеру	2,5
» колено	2
Вход в межтрубное пространство	1,5
Поворот на 180°:	
U-образные трубки	0,5
в межтрубном пространстве	1,5
Переход из одной секции в другую для межтрубного пространства	2,5
Огиб перегородок, поддерживающих трубки	0,5
Выход из межтрубного пространства под углом 90°	1

§ 55. ЭЛЕВАТОРЫ, НАСОСЫ, ГРЯЗЕВИКИ, БАКИ-АККУМУЛЯТОРЫ

Элеваторы. До последнего времени системы отопления присоединяли к тепловым сетям с помощью элеватора—струйного насоса, обеспечивающего смешение воды. Широкое распространение элеваторы получили благодаря их устойчивой работе при изменении (в определенных пределах) теплового и гидравлического режимов тепловых сетей. Элеваторы не требуют постоянного наблюдения, а регулирование их производительности обеспечивается подбором необходимого диаметра сопла.

Применяемые элеваторы отличаются по конструктивному исполнению. Элеваторы, изготовленные из чугуна еще в 1933 г., сохранились в некоторых зданиях до настоящего времени. В 1935 г. появились конструкции ковано-сварных элеваторов, а в 1959 г. теплосеть Мосэнерго и Всесоюзный теплотехнический институт им. Ф. Э. Дзержинского разработали конструкцию стального элеватора, широко применяющегося в настоящее время. В Ленинграде по этому же принципу выполнен чугунный элеватор. При высококачественном и точном литье этот

нения систем отопления абонентов. Их производительность, $G_н$, т/ч, зависит от места расположения (см. рис. XIII.1) и определяется по формулам:

при установке на перемычке

$$G_н = 1,1G_0\alpha; \quad (XIV.8)$$

при установке на подающем или обратном трубопроводе

$$G_н = 1,1G_0(1+\alpha), \quad (XIV.9)$$

где α — расчетный коэффициент смешения, определяемый по формуле

$$\alpha = \frac{t_1 - t_{1.0}}{t_{1.0} - t_2}. \quad (XIV.10)$$

Напор подмешивающего насоса принимают на 0,01—0,02 МПа (1—2 м вод. ст.) больше, чем гидравлическое сопротивление системы отопления.

Циркуляционные насосы системы горячего водоснабжения устанавливают в тепловых пунктах подстанций. Их производительность принимают равной 10—15% расчетного расхода воды в системе. Напор рассчитывают при этом расходе для преодоления сопротивлений системы и циркуляционного трубопровода.

Если перед системой имеется избыточный напор, превышающий требуемый, то для его гашения на подающей, обратной или обеих трубах устанавливают *дроссельные диафрагмы.*

Диаметр отверстия такой диафрагмы d_0, мм, определяют по формуле

$$d_0 = 0,1\sqrt{\frac{G^2}{p}}, \quad (XIV.11)$$

где G — расчетный расход через дроссельное устройство, т/ч; p — напор, необходимый для гашения, Па; его определяют как разность напора перед системой и гидравлического сопротивления системы при расчетном расходе.

На наружных тепловых сетях дроссельные диафрагмы устанавливают на обводной линии во избежание их засорения и замерзания.

Грязевики. Посторонние частицы, случайно попавшие в трубопроводы, осаждаются в грязевиках. Грязевики устанавливают в котельных и на ТЭЦ на обратной магистрали тепловой сети перед сетевыми насосами, а в тепловом пункте по два на каждом отопительном вводе: на подающей магистрали—для защиты системы отопления, на обратной магистрали—для защиты системы теплоснабжения.

Принцип действия грязевика основан на резком снижении скорости движения воды. В некоторых конструкциях грязевиков скорость снижается до 0,03 м/с, в результате чего посто-

ронние частицы и примеси, находящиеся в воде, оседают на дно.

Наиболее распространенная конструкция грязевика (рис. XIV.4, *а*) разработана институтом Оргэнергострой. Корпус грязевика *1* изготовляют из стальной трубы диаметром примерно в 3 раза большим, чем диаметр входного патрубка *2*. В верхней части грязевика расположен воздушный кран *3*. На выходном патрубке *4* установлен съемный фильтр *5*. Живое сечение фильтра в 2 раза больше, чем живое сечение у выходного патрубка. Отстой удаляют через дренажный кран *6*.

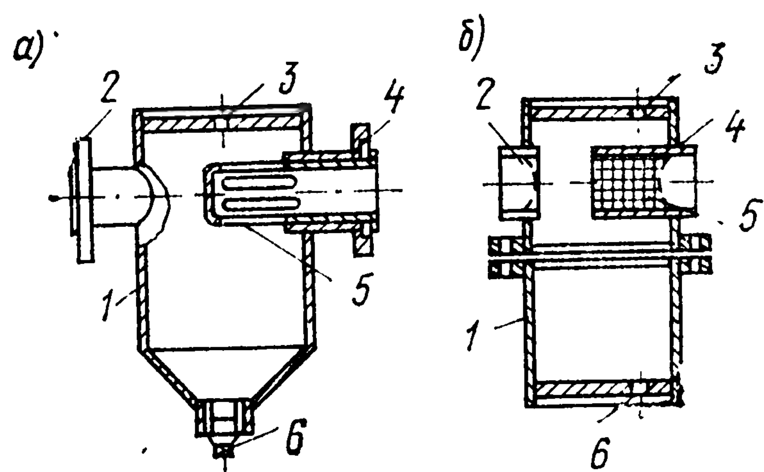


Рис. XIV.4. Грязевики конструкции

а — Оргэнергостроя; *б* — традиционный

Принцип действия грязевика традиционного типа (рис. XIV.4, *б*) аналогичен принципу действия конструкции, описанной выше.

На ТЭЦ устанавливают специальные горизонтальные станционные грязевики. Их сваривают из стальных бесшовных труб. Фильтры в грязевиках представляют собой латунную сетку.

Баки-аккумуляторы горячей воды располагают как у потребителей, так и в источнике тепла. У потребителей баки размещают в верхней или в нижней частях здания, в соответствии с чем их называют верхними или нижними. Объем баков-аккумуляторов горячей воды определяют расчетом.

Верхние баки, как правило,—безнапорные, *нижние*—как безнапорные, так и напорные. Безнапорные баки имеют прямоугольную или цилиндрическую форму, напорные—только цилиндрическую. В качестве безнапорных баков-аккумуляторов горячей воды используют конденсационные баки по МВН МСЭС-2102.

Верхние баки устанавливают в вентилируемых помещениях на поддоны. Их снабжают переливной, дренажной и водоотводной трубами и водоуказательным стеклом.

Напорные баки имеют предохранительный клапан. Для напорных баков используют корпуса механических фильтров, выпускаемых промышленностью.

§ 56. КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И ЗАПОРНАЯ АРМАТУРА

Манометры предназначены для измерения избыточного давления в магистралях и оборудовании систем теплоснабжения, а также для проверки напора, создаваемого насосами (см. § 30).

Термометры. Для измерения температуры воды в тепловых сетях применяют в основном термометры двух типов: стеклянные ртутные и манометрические показывающие.

Стеклянные термометры устанавливают на горизонтальных, вертикальных и изогнутых участках труб. Точность показаний зависит от типа термометра и способа его установки. Стеклянные термометры помещают в гильзы, вваренные в трубопровод и заполненные маслом, с таким расчетом, чтобы не менее чем $^2/_3$ нижней части термометра находилось в гильзе, омываемой измеряемой средой. Конец гильзы должен находиться в центре потока, чтобы показания были достоверными. Для этого гильзы устанавливают на горизонтальном и вертикальном участках под углом 45° к оси навстречу потоку, а на вертикальном отводе—вертикально.

Расходомеры. Количество сетевой воды, проходящей через тепловой пункт, измеряют в процессе эксплуатации с помощью скоростных счетчиков. В тепловых сетях применяют счетчики двух типов: для горячей воды (красная окраска) с температурой до 80°С и для холодной воды (синяя окраска). Первые устанавливают только на обратной магистрали после грязевика. Перед счетчиком для выравнивания потока воды должен находиться прямой участок трубопровода, равный не менее 10 диаметрам счетчика.

Для измерения расхода теплоносителя в тепловых пунктах также применяют дифференциальные манометры совместно с камерной диафрагмой. С помощью этих приборов расход воды определяют по величине перепада давлений в сужающем устройстве камерной диафрагмы. Используют как ртутные, так и безртутные дифференциальные манометры. В последнем случае применяют показывающие и самопишущие приборы с электроприводом.

Запорная арматура. К запорной арматуре относятся задвижки, вентили и обратные клапаны. Эту арматуру выполняют из стали и чугуна. В тепловых сетях преимущественно применяют стальную арматуру. Ее прочность соответствует расчетным параметрам теплоносителя. Чугунную арматуру устанавливают на трубопроводах диаметром до 200 мм при давлении не более 1 МПа в местах, защищенных от изгибающих моментов и осевых нагрузок, на тепловых сетях от домовых и групповых котельных, а также на дренажных трубах.

Задвижки диаметром 350 мм и более применяют с обводной линией диаметром не менее 50 мм. При диаметре задвижек 500 мм их используют с ручным и электрическим приводом. Задвижки с ручным приводом диаметром до 250 мм можно устанавливать с углом наклона шпинделя до 90° к вертикали.

В зависимости от диаметра теплопровода применяют следующие запорные устройства: вентили муфтовые чугунные при

диаметре до 80 мм; вентили фланцевые—до 200 мм; задвижки параллельные и клиновые с выдвижными шпинделями—50—1000 мм. Стальную арматуру используют на теплопроводах диаметром более 200 мм при давлении свыше 1 МПа и при подземной прокладке независимо от диаметра.

§ 57. РАЗМЕЩЕНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПУНКТОВ И СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ УЗЛОВ

Как уже указывалось, для размещения у абонентов оборудования, запорно-регулирующих устройств и контрольно-измерительной аппаратуры сооружают специальные помещения центральных (ЦТП) или местных (МТП) тепловых пунктов. Количество МТП, размещаемых в одном здании, зависит от его объема, протяженности и расположения цехов. Помещение теплового пункта оборудуют постоянным электрическим освещением и приточно-вытяжной вентиляцией, водопроводом и канализацией. Размеры теплового пункта принимают из условия свободного доступа к оборудованию и удобства его монтажа и ремонта. Например, минимальная ширина проходов в свету составляет 1 м, расстояние от поверхности изоляции до стены — 0,1 м, от фланца арматуры до потолка — 0,3 м. Общие размеры теплового пункта как МТП, так и ЦТП зависят от числа потребителей и способов их присоединения. Так, при наличии всех видов тепловых потребителей (отопление, вентиляция и горячее водоснабжение) минимальные размеры МТП (для открытой системы с элеватором) следующие: длина 4,5, ширина 1,5 и высота 2,4 м; для закрытой схемы с подмешивающими насосами соответственно 7,5×6,0×2,9 м. Высоту ЦТП принимают не менее 4 м.

Если оборудование в тепловом пункте установлено на высоте 2,5 м и более, то для его обслуживания сооружают постоянные площадки с ограждениями и лестницы.

В помещениях тепловых пунктов присоединяют системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения к распределительным и сборным коллекторам. На каждом ответвлении устанавливают задвижки. Кроме того, задвижки предусматривают для отключения теплопроводов от теплового пункта.

Тепловым (или абонентским) вводом принято называть концевые участки одного ответвления тепловой сети, размещенные в тепловом пункте у потребителей. Место присоединения к теплопроводам систем отопления, калориферов приточной вентиляции, систем горячего водоснабжения и технологических потребителей называют *узлом присоединения*, а весь комплекс оборудования и трубопроводов — *схемой теплового пункта.*

На абонентском вводе устанавливают тепломеханическое оборудование и устройства, обеспечивающие, во-первых, надежную защиту и экономичную эксплуатацию местных систем и, во-

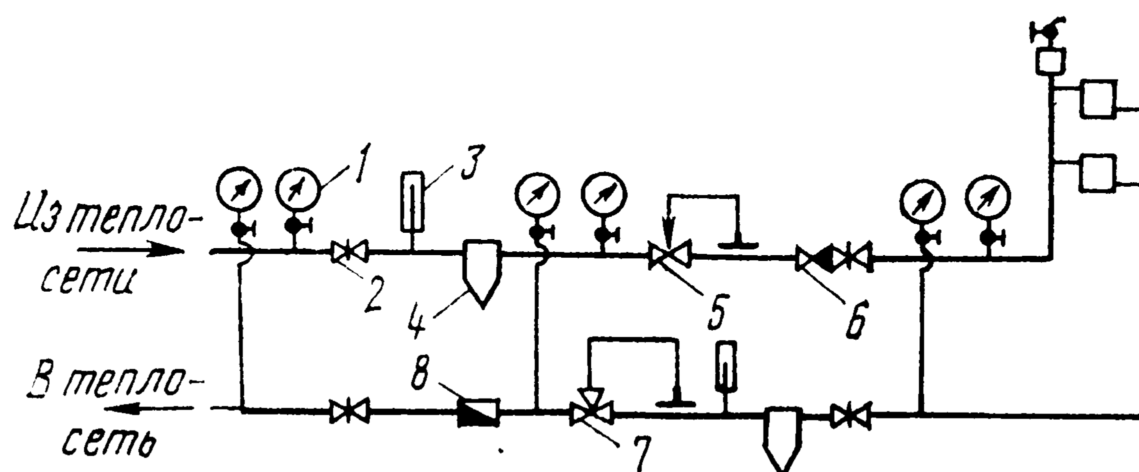


Рис. XIV.5. Схема непосредственного присоединения системы отопления к тепловым сетям

1 — манометр; *2* — задвижка; *3* — термометр; *4* — грязевик; *5* — регулятор расхода; *6* — обратный клапан; *7* — регулятор давления; *8* — расходомер

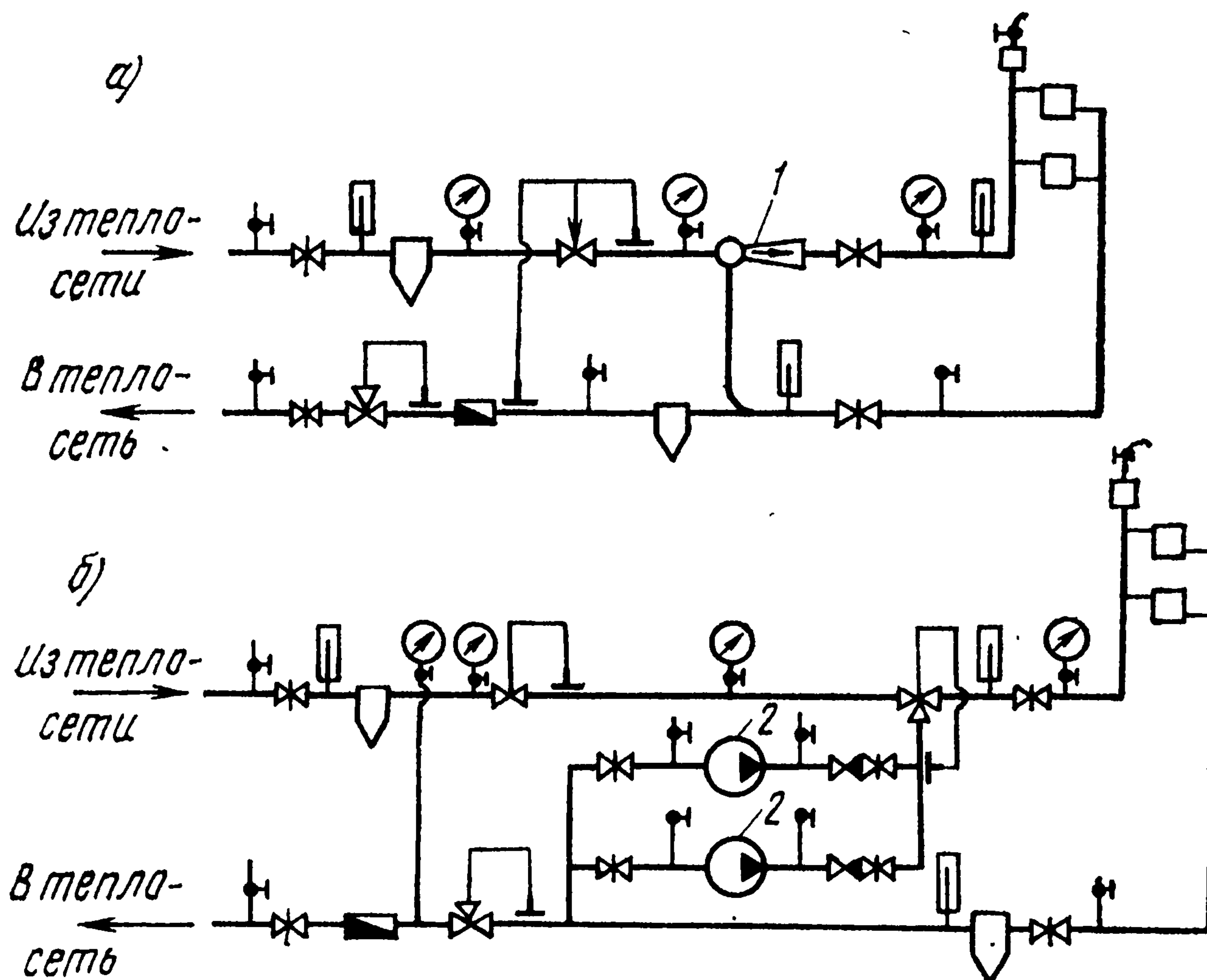


Рис. XIV.6. Схема зависимого присоединения систем отопления с насосно-подмешивающими установками к тепловым сетям

а — с элеватором *1*; *б* — с насосом на перемычке *2*

вторых, защиту режима работы системы теплоснабжения от влияния местных систем. Сложность схемы трубопроводов теплового пункта определяется количеством узлов присоединения, разнородностью потребителей и видом теплоносителя. Наиболее простой является схема присоединения системы отопления, работающей на параметрах теплоносителя тепловой сети. В таких случаях осуществляют непосредственное присоединение (рис. XIV.5). При параметрах теплоносителя, превышающих допустимое значение для систем отопления, применяют присоединение с насосно-подмешивающим устройством (рис. XIV.6) или независимое присоединение через водоподогреватель.

При наличии потребителей горячей воды схема теплового пункта усложняется. В открытой сети систему горячего водоснаб-

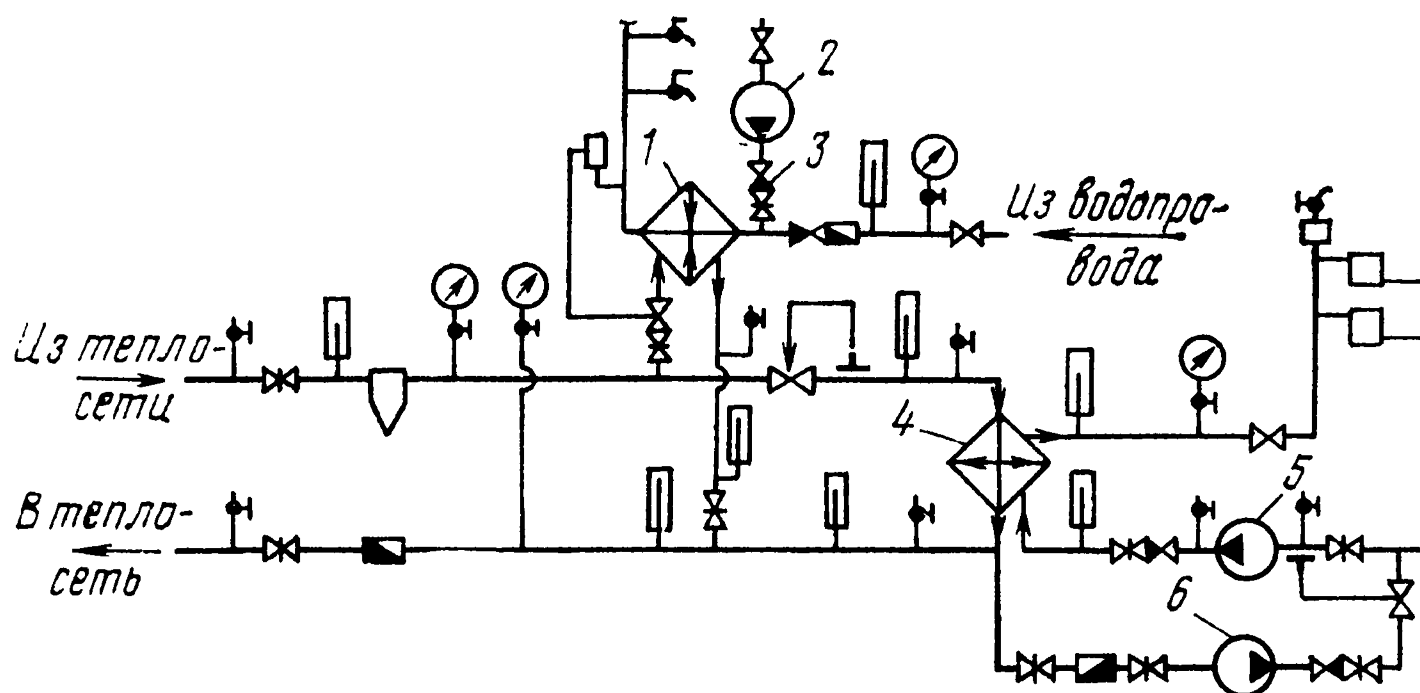


Рис. XIV.7. Схема параллельного подключения систем горячего водоснабжения и систем отопления к тепловым сетям

1 — водоподогреватель горячего водоснабжения; *2* — циркуляционный насос горячего водоснабжения; *3* — обратный клапан; *4* — водоподогреватель отопления; *5* — циркуляционный насос системы отопления; *6* — подпиточный насос

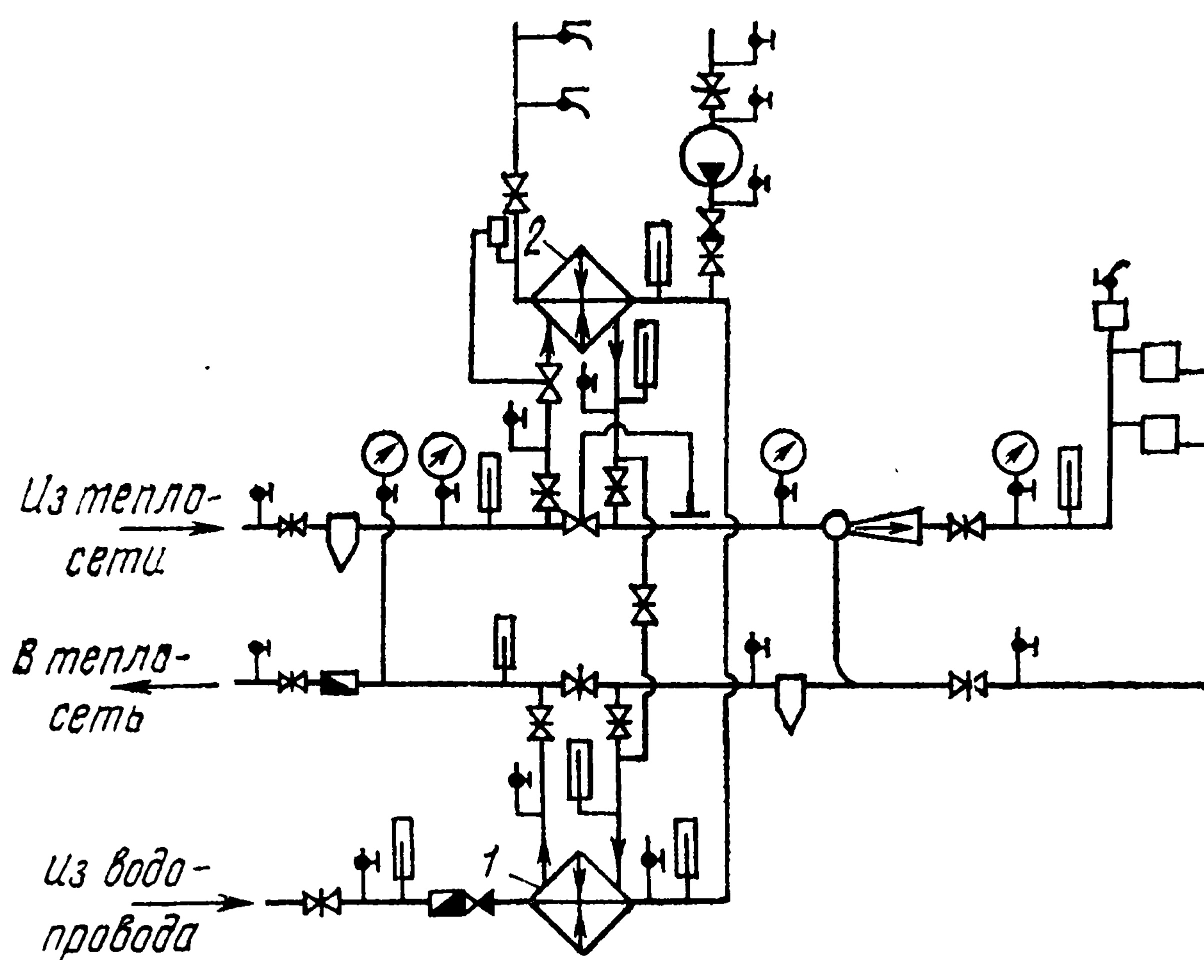


Рис. XIV.8. Схема двухступенчатого последовательного включения подогревателей горячего водоснабжения и элеваторного присоединения систем отопления к тепловым сетям

1 — водоподогреватель I ступени; *2* — водоподогреватель II ступени

жения присоединяют непосредственно. В закрытой при одновременном удовлетворении тепловых нужд отопления и горячего водоснабжения применяют несколько схем присоединения. Наиболее характерными из них являются параллельное (рис. XIV. 7) и двухступенчатое последовательное (рис. XIV. 8) включение подогревателей горячего водоснабжения к тепловым сетям. Первую схему применяют в том случае, когда параметры в тепловой сети или значительно превышают допустимые, или недостаточны, например, для высотных зданий при относительно

небольшом расходе горячей воды. Вторая схема нашла широкое применение в ЦТП.

Принципиальное отличие имеет схема трубопроводов теплового пункта (рис. XIV. 9), в которой система горячего водоснабжения присоединена через смеситель, а система отопления — через водоподогреватель. Применение этой схемы не ограничи-

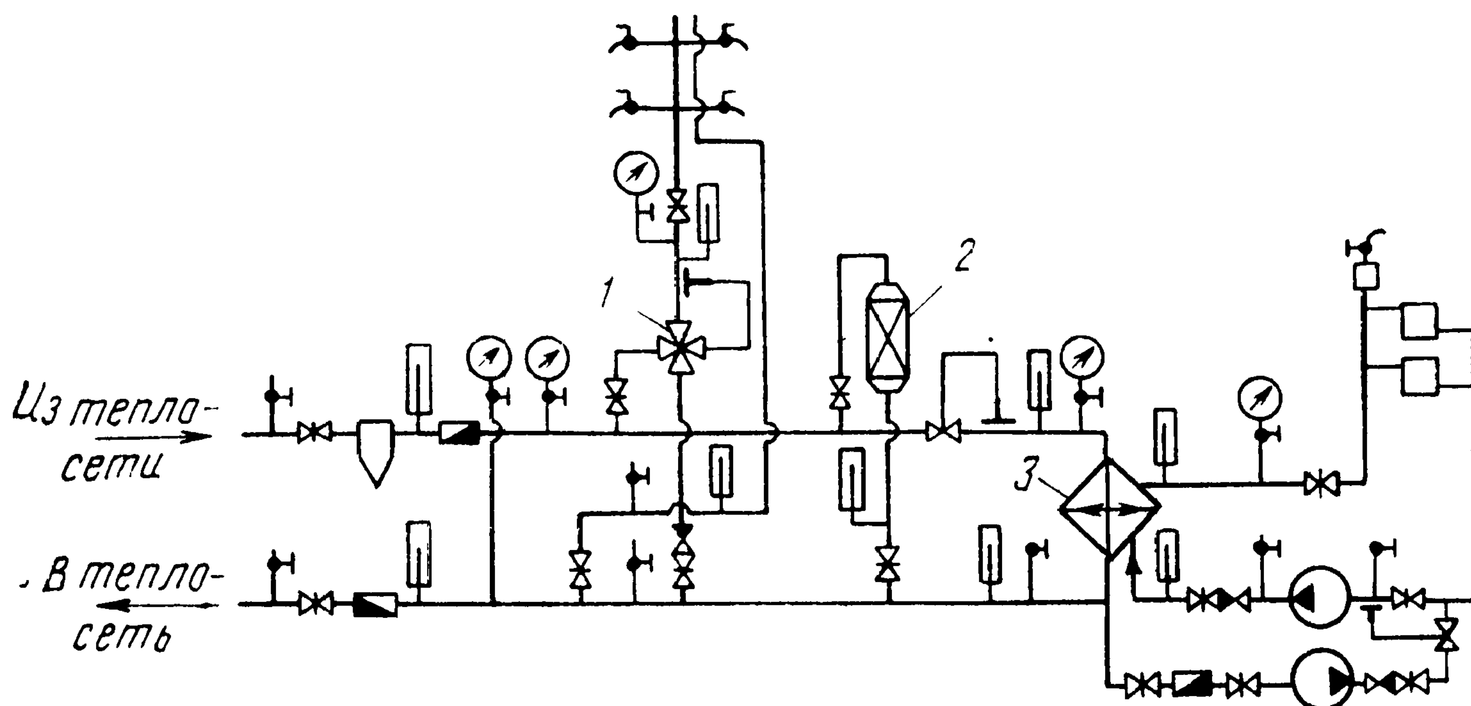


Рис. XIV.9. Схема универсального теплового ввода

1 — смеситель; 2 — калорифер; 3 — водоподогреватель отопления

вается максимальными пределами параметров теплоносителя, которые для системы теплоснабжения принимают по экономическим соображениям из условия обеспечения стабильного гидравлического режима на вводе каждого абонента.

§ 58. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

Принятый способ теплоснабжения квартала, района или города, как правило, выбирается из нескольких возможных вариантов. Оптимальным считается такой, при котором наряду с обеспечением высокого качества теплоснабжения приведенные затраты являются минимальными по сравнению с прогрессивными существующими аналоговыми решениями. При этом дополнительные капитальные вложения, вызванные удорожанием системы теплоснабжения, окупятся в течение заданного нормативного срока не более чем за 8,33 года, кроме районов Крайнего Севера, где его принимают 12 лет.

Приведенные затраты *П*, руб/год, состоят из капитальных вложений *С* и ежегодных эксплуатационных расходов *Э*, т. е.

$$П = Э + E_н C, \qquad (XIV.12)$$

где $E_н$ — нормативный коэффициент экономической эффективности капитальных вложений, приводящий последние к годовым; для районов Крайнего Севера принят равным 0,08, для других районов — 0,12.

Окупаемость капитальных вложений определяют как отношение дополнительных капитальных вложений к экономии эксплуатационных затрат двух сравниваемых вариантов, т. е.

$$T = \frac{C_2 - C_1}{Э_1 - Э_2}. \qquad \text{(XIV.13)}$$

Капитальные вложения определяются сметной стоимостью системы теплоснабжения, включая стоимость сооружения источников тепла, тепловых сетей, абонентских вводов, а также систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения объекта.

При отсутствии сметной стоимости технико-экономические сравнения различных вариантов производят по укрупненным показателям затрат, приведенным к единице выработки тепловой энергии.

Эксплуатационные расходы $Э$ состоят из суммы ежегодных затрат: на тепловую энергию $Э_т$; на электрическую энергию $Э_э$; на амортизацию оборудования и сооружений $Э_а$; на заработную плату обслуживающего персонала $Э_з$ с учетом расходов по социальному страхованию, премий и отпусков; на капитальный и текущий ремонты — $Э_{к.р}$ и $Э_{т.р}$; на общеобъектные $Э_о$ и прочие $Э_п$ расходы.

Следовательно,

$$Э = Э_т + Э_э + Э_а + Э_з + Э_{к.р} + Э_{т.р} + Э_о + Э_п. \qquad \text{(XIV.14)}$$

Годовую стоимость тепловой энергии определяют по формуле

$$Э_т = 1,15 Q^{год} Ц_т, \qquad \text{(XIV.15)}$$

где $Q^{год}$ — годовая потребность в тепловой энергии объекта, МВт, определяется по указаниям, приведенным в § 37; $Ц_т$ — цена единицы тепловой энергии, руб/МВт; при теплоснабжении от котельной определяется по себестоимости, а при теплоснабжении от ТЭЦ — по прейскуранту.

Годовая стоимость электрической энергии определяется по формуле

$$Э_э = (\Sigma 0,7 N_{уст}\, a + N_{осв}) Ц_э, \qquad \text{(XIV.16)}$$

где 0,7 — коэффициент одновременности работы токоприемников; $N_{уст}$ — установочная мощность токоприемников, кВт; a — годовое число часов работы токоприемников; $N_{осв}$ — годовой расход электроэнергии на освещение, кВт; $Ц_э$ — цена электроэнергии, руб/кВт, принимаемая согласно действующему прейскуранту.

Амортизационные отчисления принимают по нормативным данным.

Годовой фонд заработной платы $Э_з$ определяется как произведение количества штатных единиц на месячный фонд зара-

ботной платы с учетом отпусков, дополнительной заработной платы и расходов по социальному страхованию на двенадцать месяцев.

Затраты на капитальный $Э_{к.р}$ и текущий $Э_{т.р}$ ремонты определяют по нормативным данным.

Общеобъектные и прочие расходы $Э_о$ и $Э_п$ зависят от местных условий. Как правило, эти расходы составляют 30% суммы затрат на заработную плату, на ремонт и амортизационные отчисления.

При расчете учитывают также различные сроки ввода в эксплуатацию сравниваемых способов теплоснабжения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Александров В. Г. Паровые котлы малой и средней мощности. М., «Энергия», 1972, 197 с.

Александрович Ю. Б. К вопросу централизованного теплоснабжения от котельных установок. — «Водоснабжение и санитарная техника», 1960, № 6, с. 9—14.

Борщов Д. Я. Эксплуатация отопительных котельных. М., Стройиздат, 1973, 200 с.

Бузников Е. Ф., К. Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш. Производственные и отопительные котельные. М., «Энергия», 1974, 230 с.

Бунин В. С. Вопросы централизованного теплоснабжения от атомных ТЭЦ. «Теплоэнергетика». 1972, № 9, с. 69—73.

Витальев В. П. Бесканальные прокладки тепловых сетей. М., «Энергия», 1971, 288 с.

Голубков Б. Н. и др. Теплотехническое оборудование и теплоснабжение промышленных предприятий. М., «Энергия», 1972, с. 222—416.

Громов Н. К. Городские теплофикационные системы. М., «Энергия», 1974, 256 с.

Громов Н. К. Абонентские установки водяных тепловых сетей. М., «Энергия», 1968, 319 с.

Гусев Ю. Л. Основы проектирования котельных установок. М., Стройиздат, 1973. 248 с.

Жирнов Н. И. и др. Пиковые водогрейные котлы большой производительности. М., «Энергия». 1964, 210 с.

Зах Р. Г. Котельные установки. М., «Энергия», 1968, 352 с.

Инструкция по эксплуатации тепловых сетей. (Министерство энергетики и электрификации СССР). М., «Энергия», 1972, 344 с.

Ионин А. А. Газоснабжение. М., Стройиздат, 1965, 447 с.

Кисилев Н. А. Промышленные котельные установки. М., «Энергия», 1965, 390 с.

Копьев С. Ф. Теплоснабжение. М., Госстройиздат, 1953, 496 с.

Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973, 320 с.

Онищенко Н. Т. Техника безопасности при эксплуатации котельных установок. М., Стройиздат, 1971, 236 с.

Павлов И. И., Федоров М. Н. Котельные установки и тепловые сети. М., Стройиздат, 1972, 288 с.

Корытников В. П., Пик М. М. Современное состояние и перспективы развития теплофикации. «Теплоэнергетика», 1972, № 4, с. 2—5.

Роддатис К. Ф., Соколовский Я. Б. Справочник по котельным установкам малой производительности. М., «Энергия», 1968, 263 с.

Романенко П. Н., Морозов Н. В. Компоновка и расчет котлоагрегатов промышленных предприятий. М., Госэнергоиздат, 1963, 308 с.

Сафонов А. П. Автоматизация систем централизованного теплоснабжения. М., «Энергия», 1974, 272 с.

Семененко Н. А., Сидельский Л. Н., Юренев В. Н. Котельные установки промышленных предприятий. М., Госэнергоиздат, 1960, 392 с.

Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети. М., «Энергия», 1975, 376 с.

Справочник проектировщика. Проектирование тепловых сетей. Под ред. А. А. Николаева. М., Стройиздат, 1965, 359 с.

Тареев М. В., Матвеев Г. А., Григорьев С. Н. Теплотехника. М., Трансжелдориздат, 1951, 716 с.

Татищев С. В. Топочные устройства промышленных котельных. Госэнергоиздат, 1956, 351 с.

Хлудов А. В. Горячее водоснабжение. М., Госстройиздат, 1957, 464 с.

Хрилев Л. С., Шадрин А. П. Определение областей применения ТЭЦ на органическом и ядерном горючем в зависимости от уровней, структуры и постепенности роста тепловых нагрузок. «Теплоэнергетика», 1973, № 2, с. 13—18.

Щеголев М. М., Гусев Ю. Л., Иванова М. С. Котельные установки. Изд. 2. М., Стройиздат, 1972, 384 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . .

Раздел первый. Котельные установки

Глава I. **Общие сведения и понятия о котельных установках**

§ 1. Элементы котельных установок . . . .
§ 2. Классификация котельных установок . . . .

Глава II. **Рабочие процессы в котельных агрегатах**

§ 3. Устройство и принцип работы котлов . . . .
§ 4. Понятие о циркуляции воды в котле . . . .
§ 5. Водяной пар . . . .
§ 6. Теплообмен в котельном агрегате . . . .

Глава III. **Процесс сгорания топлива и топочные устройства**

§ 7. Виды и состав топлива. Теплота сгорания . . . . .
§ 8. Краткая характеристика некоторых видов топлива . .
§ 9. Горение топлива . . . .
§ 10. Количество воздуха, необходимое для сгорания топлива
§ 11. Продукты сгорания топлива . . . .
§ 12. Энтальпия (теплосодержание) продуктов сгорания топлива . . . .
§ 13. Простейшая схема топочного устройства . . . . . .
§ 14. Тепловые показатели работы топок . . . .
§ 15. Тепловой баланс котельного агрегата . . . .
§ 16. Классификация топочных устройств . . . .

Глава IV. **Котлы**

§ 17. Классификация паровых и водогрейных котлов . . . .
§ 18. Водогрейные котлы . . . .
§ 19. Паровые котлы . . . .
§ 20. Пароперегреватели . . . .
§ 21. Водяные экономайзеры . . . .
§ 22. Воздухоподогреватели . . . .
§ 23. Размещение и крепление элементов котлоагрегата . . .

Глава V. **Вспомогательное оборудование котельной установки**

§ 24. Тяговые и дутьевые устройства . . . .
§ 25. Золоулавливающие и золоудаляющие устройства . . .
§ 26. Устройства топливоподачи . . . .
§ 27. Питательные устройства котлов . . . .
§ 28. Основы водоподготовки . . . .

Глава VI. **Каркас, обмуровка, гарнитура и арматура котла**

§ 29. Каркас, обмуровка и гарнитура котла . . . .
§ 30. Арматура и контрольно-измерительные приборы котла .

Глава VII. **Основы проектирования и компоновка котельных установок**

§ 31. Выбор вида теплоносителя и основного оборудования. Тепловые схемы котельных . . . .
§ 32. Расположение и архитектурная компоновка котельных .
§ 33. Размещение оборудования в котельной. Некоторые типовые решения компоновки отопительных и производственно-отопительных котельных . . . .

Стр.

Глава VIII. **Эксплуатация котельных установок. Технико-экономические показатели**

§ 34. Организация эксплуатации котельной и автоматизация работы котлов 194
§ 35. Технико-экономические показатели работы котельной . 196
§ 36. Расчет котельной установки 198

Раздел второй. Тепловые сети

Глава IX. **Потребители тепла и источники теплоснабжения**

§ 37. Потребители тепла, их классификация и тепловые нагрузки 205
§ 38. Источники и системы теплоснабжения 220

Глава X. **Основы расчета теплопроводов**

§ 39. Схемы теплоснабжения и их конструктивные особенности 231
§ 40. Потенциал теплоносителя и режим работы тепловой сети 235
§ 41. Основы гидравлического и теплового расчета 244

Глава XI. **Прокладка теплопроводов**

§ 42. Подземная прокладка 256
§ 43. Надземная прокладка 264
§ 44. Трубы, фасонные детали и их соединения 264
§ 45. Опоры, компенсаторы и теплофикационные камеры . . 266
§ 46. Материал и конструкция противокоррозионной и тепловой изоляции 270

Глава XII. **Монтажные схемы и профили тепловых сетей. Дренажные и воздушные устройства**

§ 47. Монтажная схема трубопроводов тепловых сетей . . . 273
§ 48. Продольный профиль трассы тепловых сетей 274
§ 49. Дренажные и воздушные устройства теплопроводов . . 275

Глава XIII. **Способы присоединения потребителей к тепловым сетям**

§ 50. Требования, предъявляемые к способам присоединения потребителей к тепловым сетям 276
§ 51. Способы присоединения систем отопления 276
§ 52. Способы присоединения отопительно-вентиляционных установок 279
§ 53. Способы присоединения систем горячего водоснабжения 280

Глава XIV. **Оборудование абонентских вводов, размещение тепловых пунктов и схемы тепловых узлов**

§ 54. Водоподогреватели 283
§ 55. Элеваторы, насосы, грязевики, баки-аккумуляторы . . 287
§ 56. Контрольно-измерительные приборы и запорная арматура 291
§ 57. Размещение тепловых пунктов и схемы тепловых узлов 293
§ 58. Технико-экономические показатели тепловой сети . . . 296
Список литературы 298